

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

## Bakalářská práce

# Chlazení vzduchu při vícestupňové kompresi

## Cooling of Air during Multistage Compression

Student: Jan Žwak

Osobní číslo ZWA0012

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Žwak**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: Chlazení vzduchu při vícestupňové kompresi  
Cooling of Air during Multistage Compression  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat:

- 1) Rešerše v oblasti kompresorů se zaměřením na vícestupňovou kompresi u objemových kompresorů.
- 2) Výpočet parametrů vícestupňové komprese stroje 1TSK 115 instalovaného v laboratoři katedry.
- 3) Rešerše v oblasti chlazení stlačeného vzduchu.
- 4) Návrh a výpočet základních parametrů chladičů a dochlazovače pro uvedený kompresor.
- 5) Vyhodnocení investičních nákladů na realizaci navrženého systému chlazení.

Seznam doporučené odborné literatury:

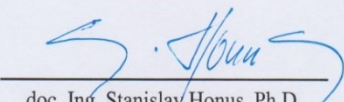
KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.  
NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.  
KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2013. Mechanical engineering (Taylor & Francis). ISBN 978-1-4398-4212-6.  
Normy, firemní podklady, internetové zdroje apod.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

  
doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
vedoucí katedry

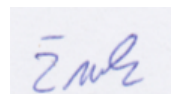
  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2020

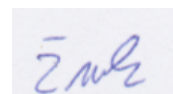


.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2020



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jan Žwak

Adresa trvalého pobytu autora práce: Klidná 136, Český Těšín, 735 62

## **ANOTACE BAKALAŘSKÉ PRÁCE**

ŽWAK, J. *Chlazení vzduchu při vícestupňové kompresi: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020, 50 s. Vedoucí práce: Výtisk, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem chladicího systému pro třístupňový pístový kompresor 1 TSK 115. V teoretické části jsou popsány základní parametry kompresorů a rozdělení jednotlivých druhů kompresorů. Další teoretická část se zabývá jednotlivými kompresemi a způsoby chlazení stlačeného vzduchu. V závěru teoretické části je popsán kompresor 1 TSK 115 a jeho současný stav chlazení. Praktická část práce se zabývá výpočtem základních parametrů komprese a návrhem základních parametrů chladičů a dochlazovače. V závěru práce jsou vyhodnoceny investiční náklady na realizaci navrženého systému chlazení.

### **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kompresor, energie, chladič, tlak, teplota, komprese

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

ŽWAK, J. *Cooling of air during multistage compression: bachelor Thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2020, 50 p. Thesis head: Výtisk, T.

The bachelor thesis deals with desing of cooling system for three-stage piston compressor 1 TSK 115. The theoretical part describes the basic parameters of the compressor and the distribution of individual types of compressors. The next part of the theory deals with individual compressions and methods of compressed air cooling. The conclusion of the theoretical part describes compressor 1 TSK 115 and current state of cooling. The practical part of the thesis deals with calculation of basic parameters of compression and desining of basic parameters of coolers and aftercooler. In the final part of the thesis are the investment costs for the implementation of the proposed cooling system evaluated.

### **KEYWORDS**

Compressor, energy, cooler, pressure, temperature, compression

## Obsah práce

<i>Seznam použitých značek a symbolů .....</i>	<i>8</i>
<b>1. Úvod.....</b>	<b>7</b>
<b>2. Základní pojmy.....</b>	<b>8</b>
2.1    Kompresní poměr.....	8
2.2    Výkonnost kompresorů.....	8
2.3    Dopravované množství.....	8
2.4    Příkon kompresoru .....	9
2.5    Účinnost kompresoru .....	10
<b>3. Kompresory.....</b>	<b>12</b>
3.1    Objemové kompresory .....	12
3.1.1    Objemové kompresory s vratným pohybem pístu .....	12
3.1.1.1    Pístové kompresory .....	12
3.1.2    Objemové kompresory s rotačním pohybem pístu .....	15
3.2    Rychlostní kompresory .....	15
3.2.1    Turbokompresory .....	15
3.2.2    Radiální turbokompresory .....	15
3.2.3    Axiální turbokompresory .....	16
3.2.4    Ejektory .....	17
<b>4. Komprese .....</b>	<b>18</b>
4.1    Izotermická komprese.....	18
4.2    Izoentropická komprese.....	18
4.3    Polytropická komprese.....	19
4.4    Jednostupňová komprese.....	20
4.5    Vícetupňová komprese .....	20
<b>5. Chlazení kompresorů.....</b>	<b>22</b>
<b>6. Kompresor 1 TSK 115.....</b>	<b>24</b>
6.1    Označení kompresoru 1 TSK 115:.....	24
<b>7. Výpočty .....</b>	<b>26</b>
7.1    Výpočet parametrů třístupňového kompresoru 1 TSK 115.....	26

<b>7.2</b>	<b>Návrh a výpočet základních parametrů chladičů a dochlazovače pro uvedený kompresor .....</b>	<b>28</b>
7.2.1	Výpočet součinitele prostupu tepla $k$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] .....	28
7.2.2	Výpočet teplosměnné plochy za 1. kompresním stupněm: .....	30
7.2.3	Výpočet teplosměnné plochy za 2. kompresním stupněm: .....	32
7.2.4	Výpočet teplosměnné plochy za 3. kompresním stupněm: .....	34
<b>8.</b>	<b><i>Vyhodnocení investičních nákladů na realizaci navrženého systému chlazení.....</i></b>	<b>35</b>
8.1	Investiční náklady na výrobu .....	38
<b>9.</b>	<b><i>Závěr.....</i></b>	<b>40</b>
<b>10.</b>	<b><i>Seznam použité literatury.....</i></b>	<b>41</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
$\sigma_c$	Celkový tlakový poměr	[-]
$p_d$	Tlak ve výstupním hrdle kompresoru	[Pa]
$p_{n,l}$	Vstupní tlak nasávaného vzduchu do sacího hrdla	[Pa]
$\dot{V}_d$	Výkonnost kompresoru	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_n$	Celkové nasávané množství	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_o$	Ztráty do okolí	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_d$	Dopravované množství	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$\rho_{n,l}$	Hustota	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$r$	Měrná plynová konstanta	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$T_{n,l}$	Teplota	[K]
$\dot{V}_{d,N}$	Objemový průtok v normálním stavu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$p_N$	Tlak za normálních podmínek	[Pa]
$T_N$	Teplota za normálních podmínek	[K]
$P_{el}$	Příkon elektromotoru	[W]
$P_{sp}$	Příkon kompresoru	[W]
$\dot{Z}_{el}$	Ztráty	[W]
$\eta_{el}$	Účinnost elektromotoru	[-]
$\eta_p$	Účinnost mezi převody	[-]



$\eta_{it,sp}$	Izotermická účinnost	[-]
$\eta_{ie,sp}$	Izoentropická účinnost	[-]
$P_{it}$	Izotermický příkon	[W]
$a_{it}$	Izotermická práce	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$a_{ie}$	Izoentropická práce	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\omega$	Poměr mezi izotermickou a izoentropickou účinností	[-]
$\kappa$	Adiabatický exponent	[-]
$V$	Objem	[m <sup>3</sup> ]
$c_p$	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$c_v$	Měrná tepelná kapacita při stálém objemu	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$n$	Polytropický exponent	[-]
$p_{max}$	Maximální tlak	[Pa]
$p_s$	Tlak na sání	[Pa]
$n_{max}$	Maximální otáčky	[ot·s <sup>-1</sup> ]
$T_s$	Teplota na sání	[K]
$p_v$	Tlak na výtlaku	[Pa]
$T_v$	Teplota na výtlaku	[K]
$Q$	Odvedené teplo	[W]
$\dot{m}_{H2O}$	Množství vody	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$c_{pH2O}$	Měrná tepelná kapacita vody	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]

$t_1'$	Teplota vzduchu po kompresi	[°C]
$t_1''$	Teplota ochlazeného vzduchu	[°C]
$t_2'$	Teploty vody před ochlazením stlačeného vzduchu	[°C]
$t_2''$	Teplota vody po ochlazení stlačeného vzduchu	[°C]
$\Delta t_{stř}$	Střední logaritmický teplotní rozdíl	[°C]
$k$	Součinitel prostupu tepla	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$L$	Délka trubky	[m]
$D$	Vnější průměr trubky	[mm]
$d$	Vnitřní průměr trubky	[mm]
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$q$	Sdělené teplo 1 m válcové stěny	[W m <sup>-1</sup> ]

## 1. Úvod

Kompresory patří mezi velmi důležité energetické stroje, které se používají v mnoha průmyslových oblastech např. hutním, stavebním, automobilovém, potravinářském, chemickém průmyslu a dalších. Navíc nechybí v téměř žádné domácí dílně. Díky značnému využití těchto zařízení, je asi 30 % celosvětové spotřeby elektrické energie zužitkováno právě na pohon kompresorů. U těchto zařízení probíhá velká evoluce, dochází ke zlepšení konstrukce zařízení, mechanických vlastností, energetických parametrů, šetrnosti s energií s velkým důrazem na ekonomickou stránku.

Tématem práce je najít vhodný způsob chlazení stlačeného vzduchu v jednotlivých stupních v tří stupňovém pístovém kompresoru. Uvádí se, že 90 % vložené energie se přemění v teplo. V každém stupni dojde ke stlačení vzduchu, které je spojeno s nárůstem teploty tohoto vzduchu. Před vstupem do dalšího stupně, je zapotřebí tento stlačený vzduch ochladit z bezpečnostních důvodů a také kvůli úspoře kompresní práce pro zmenšení příkonu kompresoru a tím zvýšení účinnosti využití přivedené energie. Ochlazením vzduchu se také zamezí vzplanutí olejových par a do technologické sítě je dopravován stlačený vzduch s požadovanou teplotou. Chladicí zařízení by mělo být navrženo vhodně pro zajištění a dodržení maximální teploty stlačeného vzduchu, dále by mělo být navrženo správně, jak z konstrukčního, tak i z ekonomického hlediska.

## 2. Základní pojmy

Pomocí těchto základních pojmů určíme vlastnosti a základní parametry kompresoru.

a) Celkový tlakový poměr	$\sigma_c$	[-]
b) Výkonnost kompresoru	$\dot{V}_d$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
c) Příkon kompresoru	$P_{sp}$	[kW]
d) Účinnost kompresoru	$\eta$	[-]
e) Počet stupňů	$z$	[-]
f) Otáčky kompresoru	$n$	[ot·s <sup>-1</sup> ]

### 2.1 Kompresní poměr

Kompresní poměr je bezrozměrné číslo, které je dáno poměrem mezi tlakem ve výstupním hrdle kompresoru  $p_d$  a vstupním tlakem nasávaného vzduchu do sacího hrdla v 1. stupni  $p_{n,l}$ . Tlakový poměr u pístových kompresorů v jednom stupni se pohybuje kolem 3-5. Při vícestupňové kompresi se vstupní tlak do dalších stupňů nerovná atmosférickému, ale je dán velikostí kompresního poměru v každém stupni. [1, 3]

$$\sigma_c = \frac{p_d}{p_{n,l}} \quad (2.1)$$

### 2.2 Výkonnost kompresorů

Výkonnost patří mezi základní parametry, které se týkají využitelnosti kompresoru. Tento parametr je definován jako objemový průtok, značený  $\dot{V}_d$ , který proudí ze sacího hrdla až do spotřebiče. Objemový průtok ovlivňují různé netěsnosti stroje prchající do okolí, ať už jde například o pojistné ventily chladičů, spojení potrubí, stárnutí těsnění, nedotažení šroubení, praskliny ve svarech a další. Tyto negativní vlivy působí na celkovou účinnost kompresoru. Naopak výkonost neovlivňuje barometrický tlak ani změna teploty plynu při sání. Výkonost tedy lze spočítat jako celkové nasávané množství  $\dot{V}_n$ , odečteno o únik plynu do okolí  $\dot{V}_o$ . [1, 2]

$$\dot{V}_d = \dot{V}_n - \dot{V}_o \quad (2.2)$$

Výrobce udává u nově vyrobeného stroje jmenovitou hodnotu výkonosti  $\dot{V}_{jm}$  jejímž srovnáním s aktuální výkoností můžeme zjistit do jaké míry je stroj opotřebený. Při porovnání musí být teplota a tlak ve shodných podmínkách, v nichž je výkonost udávána výrobcem. Výrobci nejčastěji určují fyzikální podmínky v sání kompresoru podle normy DIN 1343 tj. 0 °C a 1,013 bar nebo podle technické normy pro stlačený vzduch DIN 1945, ISO 1217 tj. 20 °C a 1,000 bar. [1, 4]

### 2.3 Dopravované množství

Pokud chceme znát dopravované množství vyjádřené hmotností plynu procházejícího kompresorem, musíme určit hmotnostní výkonost, která stanoví kolik kilogramu plynu projde za jednotku času výtlačným hrdlem kompresoru. Hmotnostní výkonost lze spočítat

jako součin objemové výkonnosti a hustoty nasávaného vzduchu v 1. stupni, která závisí na teplotě a tlaku plynu a je určena stavovou rovnicí. Díky tomu je hmotnostní výkonnost během dne i roku rozdílná. [1]

$$\dot{m}_d = \dot{V}_d \cdot \rho_{n,l} \quad (2.3)$$

Hustota je spočtena pomocí tlaku v sacím potrubí  $p_{n,l}$ , měrné plynové konstanty  $r$  a teploty v sacím potrubí. [1]

$$\rho_{n,l} = \frac{p_{n,l}}{r \cdot T_{n,l}} \quad (2.4)$$

V technické praxi se hmotnostní výkonnost přepočítává z objemového průtoku v standardním (normálním) stavu  $\dot{V}_{d,N}$  pomocí následující rovnice, podle mezinárodní normy ČSN ISO 8011. Zde se počítá s normálními podmínkami tj. 20 °C a 1 bar. [1]

$$\dot{m}_d = \dot{V}_{d,N} \cdot \frac{p_N}{r \cdot T_N} \quad (2.5)$$

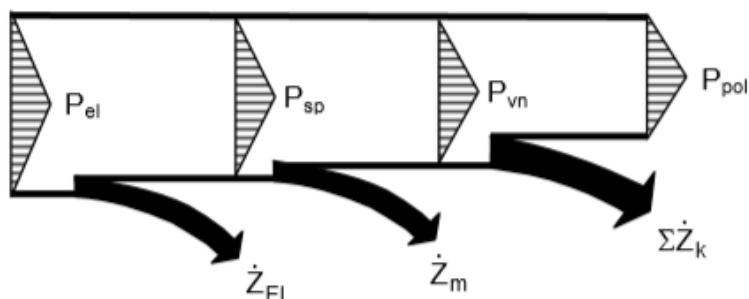
## 2.4 Příkon kompresoru

Příkon je definován jako potřebná práce (energie) k pohonu kompresoru za jednotku času. Kompresor společně s převodem tvoří soustrojí, které má za úkol dodávat plyn o určitých parametrech do sítě. Kompresory jsou nejčastěji poháněné elektromotorem, proto příkon značíme  $P_{el}$ . Příkon kompresoru  $P_{sp}$  je roven příkonu elektromotoru  $P_{el}$ , ovšem snížený o ztráty  $\dot{Z}_{el}$  vznikající rozptylem energie v elektromotoru na Obr. 2. 1. [1]

$$P_{el} = P_{sp} + \dot{Z}_{el} \quad (2.6)$$

Pomocí energetické bilance, lze vypočítat účinnost elektromotoru.

$$\eta_{el} = \frac{P_{sp}}{P_{el}} = 1 - z_{el} \quad (2.7)$$



Obr. 1 Rozptyl práce přiváděné k pohonu kompresorů [6]

Průběh účinnosti je v závislosti na měrných ztrátách  $z_{el}$  a poměru odebíraného výkonu k jmenovitému, je znázorněno na Obr. 2. 2. Výkon na spojce  $P_{sp}$  lze určit pomocí účinnosti

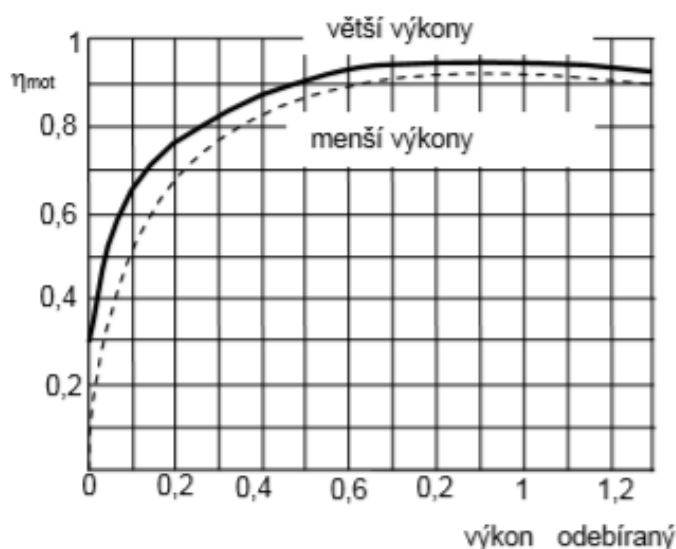
elektromotoru  $\eta_{el}$  a pokud je nainstalován převod mezi motor a kompresor, pak je nutno počítat i s touto účinností  $\eta_p$ . [1]

$$P_{sp} = P_{el} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_p \quad (2.8)$$

## 2.5 Účinnost kompresoru

Základním vztahem pro účinnost je poměr vyrobené energie k přivedené energii, jinými slovy poměr mezi výkonem a příkonem. Podle účinnostní charakteristiky, lze posoudit míru dokonalosti stroje. U kompresorů se pro stanovení účinnosti používá metoda porovnávací (nepřímá), protože u kompresorů se neurčuje výkon, ale výkonnost. Účinnost se rozděluje do dvou základních skupin podle způsobu stlačování a je tak definována pro kompresory objemové a rychlostní. [1]

Izotermická účinnost se určuje u objemových (pístových) kompresorů, které patří mezi



Obr. 2 Závislost účinnosti elektromotoru na odebíraném výkonu [6]

chlazené stroje. Definuje se jako podíl izotermického příkonu ideálního stroje  $P_{it}$  a celkového příkonu skutečného kompresoru  $P_{sp}$ . Izotermický příkon ideálního stroje lze spočítat jako součin hmotnostního průtoku  $\dot{m}_d$  a měrné izotermické práce  $a_{it}$ . [1]

$$\eta_{it,sp} = \frac{P_{it}}{P_{sp}} = \frac{\dot{m}_d \cdot a_{it}}{P_{sp}} \quad (2.9)$$

Izoentropickou účinnost určíme u turbokompresorů a počítá se analogicky stejně jako izotermická, avšak musíme brát v potaz, že do rovnice dosazujeme ideální izoentropický příkon  $P_{ie}$ .

$$\eta_{ie,sp} = \frac{P_{ie}}{P_{sp}} = \frac{\dot{m}_d \cdot a_{ie}}{P_{sp}} \quad (2.10)$$

Tyto dvě účinnosti nelze mezi sebou porovnávat. Izoentropickou účinnost můžeme přepočítat pomocí rovnice.

$$\eta_{it} = \eta_{ie} \cdot \omega \quad (2.11)$$

Kde  $\omega$  je poměr mezi izotermickou a izotermickou účinností vyjádřený v rovnici.

$$\omega = \frac{\eta_{it}}{\eta_{ie}} = \frac{P_{it}}{P_{ie}} = \frac{a_{it}}{a_{ie}} = \frac{\ln \sigma_c}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot (\sigma_c^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}})} \quad (2.12)$$

### **3. Kompresory**

Kompresory se řadí mezi sekundární energetické stroje, ve kterých dochází k transformacím různých druhů energie. Konkrétně elektrická energie dodaná do elektromotoru je převedena na energii mechanickou pro pohon kompresoru, například na kroutící moment hřídele a ta je dále transformována na tlakovou energii dopravovaného média, kterou dále využíváme.

Existuje nespočet různých druhů kompresorů, proto se dělí do mnoha skupin, těmi největšími základními skupinami jsou kompresory rychlostní a objemové. [1, 6, 7]

#### **3.1 Objemové kompresory**

U objemových kompresorů s ventilovým rozvodem je plyn uzavřen v prostoru válce, který se zmenšuje a tím dochází ke zvýšení tlakové energie. Objemové kompresory dělíme do dvou základních skupin, a to na kompresory s vratným pohybem pístu a kompresory s rotačním pohybem pístu. [1, 6]

##### **3.1.1 Objemové kompresory s vratným pohybem pístu**

V případě těchto kompresorů dosahujeme pravidelné změny objemu pracovního prostoru přímočarým vratným pohybem pístu u pístových kompresorů nebo prohýbáním pružné membrány u membránových kompresorů. [1, 6]

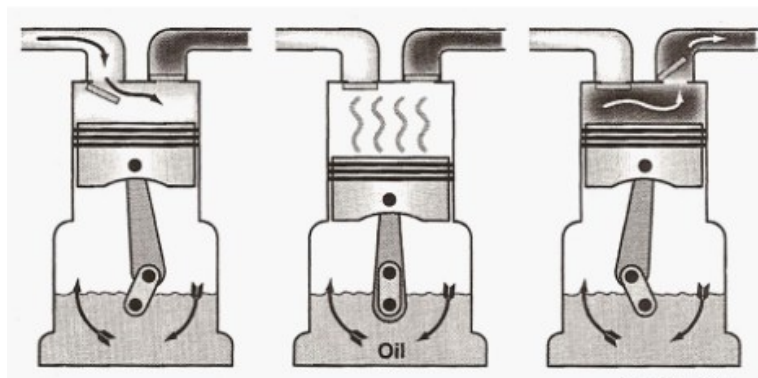
###### **3.1.1.1 Pístové kompresory**

K pravidelným změnám objemu pracovního prostoru dochází pomocí klikového mechanismu, který je poháněn elektromotorem. Pístovými kompresory lze dosahovat vysokých tlaků a jejich nejčastější využití je v chemickém průmyslu. Stlačený vzduch se dá použít také jako nositel tlakové energie, nositel informací či signálu (regulační obvody) nebo pro realizaci fyzikálních a chemických pochodů (hoření). U pístových kompresorů požadujeme dobrou těsnost, malé průtokové odpory, co nejmenší průtočnou plochu, malý zdvih, malou hmotnost, malý škodlivý prostor, tichý a klidný chod a nízkou cenu. Pístové kompresory jsou dále rozděleny podle konstrukce na ležaté, stojaté, boxerové a úhlové. [1, 6, 11, 12]

Hlavními částmi pístového kompresoru jsou pracovní prostor, ventilové rozvody a klikový mechanismus. Do pracovního prostoru řadíme povrch válce, hlavu válce, píst a ventily. Ventily mohou být kroužkové nebo deskové a jsou ovládané tlakem plynu nebo



pružinou. Klikový mechanismus se skládá z hřídele, ojnice, pístu, pístních kroužků, křížáku a křížového čepu. [1, 6, 11, 12]



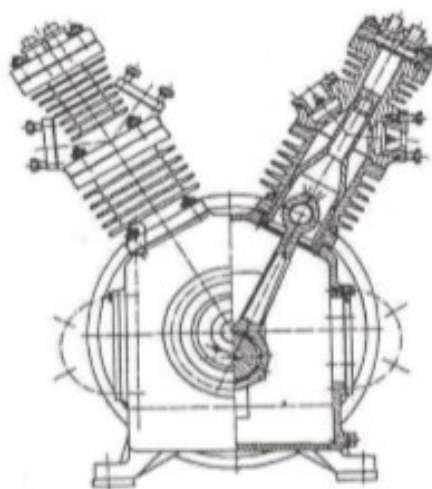
Obr. 3 Schéma pístového kompresoru [25]

#### ▪ Ležaté kompresory

Patří mezi nejstarší druh pístových kompresorů, při jejich navrhování konstrukce byly uplatněny zkušenosti ze stavby parních strojů. Ležaté kompresory pracují v nízkých otáčkách, protože jsou omezeny nedokonalým vyvážením setrvačných sil a momentů. Vyžadují rozměrnou, robustní konstrukci i půdorysně rozlehlou strojovnu. Tyto kompresory mají dlouhou životnost, dnes se vyrábějí pro laboratorní potřeby, které pracují ve vysokých tlacích a malých výkonnostech. [1, 6]

#### ▪ Stojaté kompresory

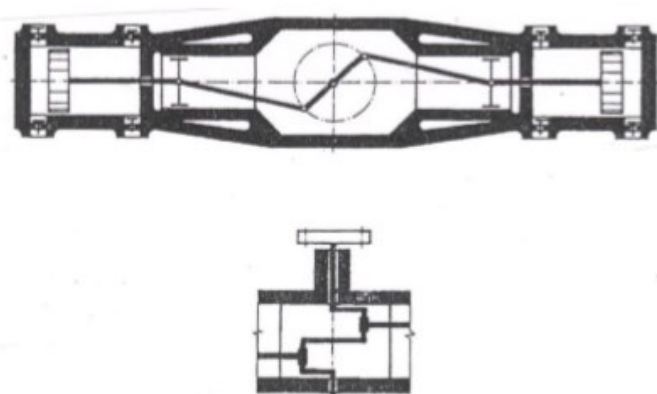
Tyto kompresory dokázaly zlevnit výrobu za pomoci zvýšení otáček, jejich konstrukce byla sestrojena podle vzoru spalovacích motorů. Stojanové kompresory mají víceválcové uspořádání a tím zlepšují vyvážení setrvačných sil a momentů. Pokud je kompresor víceetapňový narůstá jeho výška a tím i výška strojovny, což má negativní vliv na vertikální demontáž pístu včetně dlouhých pístnic. [1, 6]



Obr. 4 Schéma pístového stojatého kompresoru [6]

### ▪ Boxerové kompresory

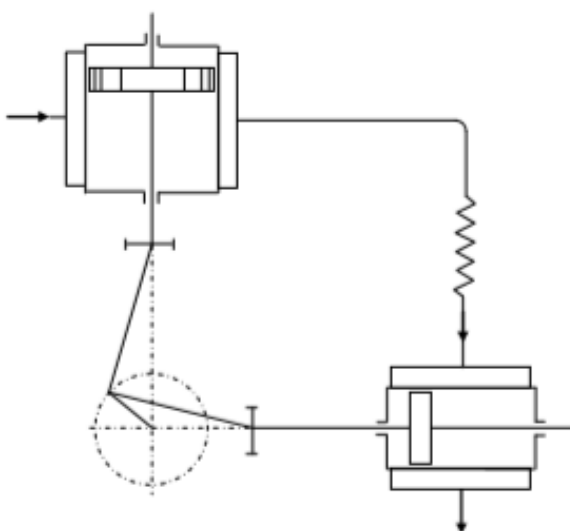
Boxerové kompresory slučují přednosti horizontálních a vertikálních pístových kompresorů. Osy válců jsou sestaveny horizontálně, ale ke každému zalomení hřídele je připojena jedna dvojice pístů pohybujících se proti sobě, což má pozitivní vliv na vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů. Toto vyvážení umožní až trojnásobně zvýšit otáčky oproti ležatým strojům starší konstrukce. [1, 6]



Obr. 5 Schéma pístového boxerového kompresoru [6]

### ▪ Úhlové kompresory

Válce kompresoru jsou ve vodorovných i svislých osách. Dobré vyvážení a úsporu půdorysné plochy poskytuje zalomení klikové hřídele, která je přesazena o 90°. Jsou charakteristické svým klidným chodem bez rázů. [1, 6]



Obr. 6 Schéma pístového úhlového kompresoru [6]

### **3.1.2 Objemové kompresory s rotačním pohybem pístu**

U těchto objemových kompresorů není zaveden klikový mechanismus, a proto pohyb pracovního pístu je rotační. Rotační kompresory pracují ve vyšších otáčkách, mají přímé spojení s pohonem, menší hmotnost, díky snížení hlavních rozměrů a nižší pořizovací náklady. Jejich uložení je jednoduchá, kompresor lze instalovat přímo ke spotřebiči do porubů i do vyšších pater provozní budovy. Stlačování plynu probíhá s konstantním vestavěným tlakovým poměrem, jelikož u tyto kompresory neobsahují rozvodové ventily. Objemové kompresory s rotačním pohybem mohou být šroubové, zubové, spirálové a křídlové. [1, 6, 13, 14]

## **3.2 Rychlostní kompresory**

Rychlostní nebo také dynamické kompresory jsou specifické v tom, že pracovní prostor je neměnný. Pracují s větším množstvím stlačeného plynu a při vyšších obvodových rychlostech než objemové kompresory. Tyto kompresory se dále dělí na lopatkové (turbokompresory) a proudové (ejektory). Lopatkové kompresory dále dělíme na axiální a radiální, které závisí na směru proudění plynu vzhledem k ose rotace. [1, 5, 6, 7]

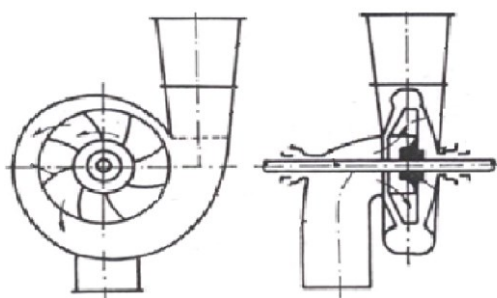
### **3.2.1 Turbokompresory**

Turbokompresory se skládají ze dvou částí, a to z pohyblivé části – rotoru a nepohyblivé části – statoru. V oběžném kole rotoru za pomoci lopatek je stlačovaný plyn poháněn do difuzoru, kde je kinetická energie transformována na tlakovou. Výhodami turbokompresoru oproti pístovým je skutečnost, že stlačené médium proudí pravidelně bez rázů, že je jednoduchá obsluha, nízká náročnost na údržbu a díky malému opotřebení i dlouhá životnosti a vysoká spolehlivost. Turbokompresory nemusí být mazané olejem to znamená velmi čistý vytlačený plyn při vysoké energetické účinnosti s minimálními provozními náklady. Nevýhodami jsou velká hlučnost, potřebný velký počet stupňů, zvýšená citlivost na změnu tlaku a vysoká dolní hranice výkonu. Velké využití turbokompresorů je v hutním a chemickém průmyslu. [1, 5, 6, 7, 9]

### **3.2.2 Radiální turbokompresory**

Stlačovaný plyn vstupuje do oběžného kola rovnoběžně s osou rotace a vystupuje kolmo k ose rotace. Rychlost plynu je ovlivněna průměrem oběžného kola, tvarem lopatek a rychlosti rotoru. Na výstupu z kompresoru je přidán difuzor, ve kterém se zvyšuje tlak plynu snížením jeho rychlosti. Kompresor pracuje v několika tlakových stupních, které se postupně zmenšují a tím zmenšují svůj objem. Při přechodu z jednoho stupně do druhého prochází plyn chladičem. [1, 5, 6, 8, 9]

Radiální neboli odstředivé kompresory, pracují s vysokými rychlostmi oběžných kol 110 až 380 m·s<sup>-1</sup>, u leteckých turbokompresorů může rychlost vystoupat až na 450 m·s<sup>-1</sup>. Rychlost oběžného kola působí na plyn odstředivou silou. Radiální turbokompresory mají tzv. převod „do rychla“, díky kterému mohou dosahovat 3000 až 80000 otáček za minutu, avšak způsobují vyšší hlučnost. Výkonost radiálních turbokompresor je v rozmezí 100 až 100000 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>. Celkový kompresní poměr je dosahován v rozmezí 20 až 80. [1, 5, 6, 8, 9]

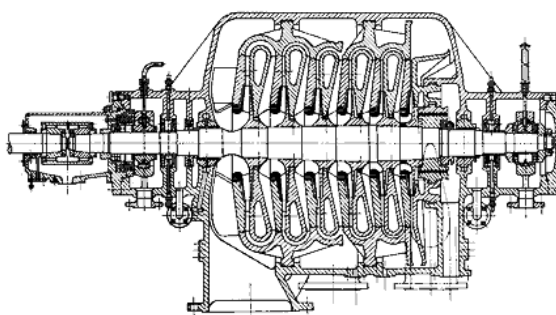


Obr. 7 Schéma jednostupňového radiálního kompresoru [6]

### 3.2.3 Axiální turbokompresory

Axiální turbokompresory se řadí také mezi lopatkové rotační stroje, které kontinuálně stlačují plyn účinkem změny hybnosti proudu. Pohyb proudícího plynu je souosý s osou rotace. Plyn je nasáván přes hrdlo do sací komory, tam je usměrněn lopatkami statoru, dále je urychlen oběžnými lopatkami jednotlivých kol rotoru. Do dalšího stupně přechází plyn o vyšším tlaku, za pomoci převáděcích lopatek statoru. Za posledním stupněm je umístěn difuzor, z kterého proudí stlačený vzduch do výtlačného hrdla.

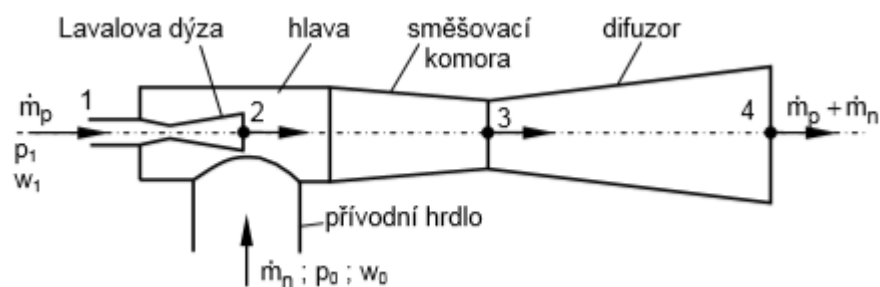
U axiálních turbokompresorů se volí obvodová rychlost do 260 m·s<sup>-1</sup> a dosahují 3000 až 20000 otáček za minutu. Vyrábějí se do tlaku 1,5 MPa a výkonosti 10000 až 2,5·10<sup>6</sup> m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>. Největší využití je hlavně u spalovacích turbín. [1, 5, 6, 8, 9]



Obr. 8 Axiální turbokompresor [8]

### 3.2.4 Ejektory

Pracovní prostor ejektoru se skládá ze vstupní komory (hlavy), směšovací komory a difuzoru. Pracovní látka je přiváděna přívodním potrubím do sací dýzy, která je zúžena aneb Lavalova, za níž může nastat nadkritické proudění. V dýze dochází k poklesu tlaku a zvýšení rychlosti primární tekutiny vlivem expanze. Důsledkem toho vzniká v hlavě podtlak a začne se nasávat sekundární (hnaná) tekutina. Na výstupu z dýzy má směs látek stejný tlak, ale odlišnou rychlost, ta je ustáleno ve směšovací komoře. Směs dále proudí do difuzoru, kde se sníží rychlost a zvýší tlak. Z ejektoru pak vystupuje ustálená směs pracovní a nasávané látky. [1, 6, 8]



Obr. 9 Schéma uspořádání ejektoru [6]

## 4. Komprese

V oboru energetiky komprese znamená, zmenšení objemu stlačitelných látek, zpravidla se jedná o plyny a páry. [11, 15, 16]

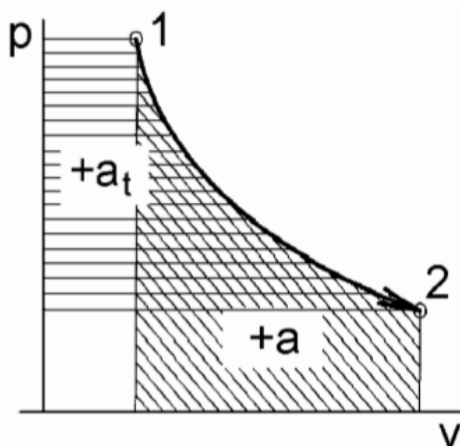
### 4.1 Izotermická komprese

V průběhu izotermické komprese mění své parametry pouze tlak a objem, přičemž teplota zůstává konstantní. Předpokládá se tedy, že dochází k dokonalému odvodu tepla plynu pomocí nějakého chladicího média. Tento děj považujeme za ideální, nedochází zde k tepelným ztrátám, avšak v praxi nerealizovatelný. U skutečných kompresorů se snažíme přiblížit tomuto ději. Veškeré přijaté teplo se spotřebuje na vykonanou práci, protože se nemění vnitřní energie plynu. [11, 15, 16]

$$T = konst.; T_1 = T_2 \quad (4.1)$$

Boylův zákon:

$$V_1 \cdot p_1 = V_2 \cdot p_2 = V \cdot p = konst. \quad (4.2)$$



Obr. 10 p-V diagram izotermické komprese [16]

### 4.2 Izoentropická komprese

Izoentropický děj probíhá při konstantní entropii, nedochází tak k výměně tepla plynu s okolím. Vnější síly vykonávají práci a z tohoto důvodu se zvětšuje vnitřní energie plynu a jeho teplota roste. [11, 15, 16]

$$S = konst.$$

$$p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa \quad (4.3)$$

Izotermický exponent (Poissonova konstanta) „ $\kappa$ “ závisí na druhu molekuly plynu.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.4)$$

$c_p$  – měrná tepelná kapacita při stálém tlaku [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$c_v$  – měrná tepelná kapacita při stálém objemu [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

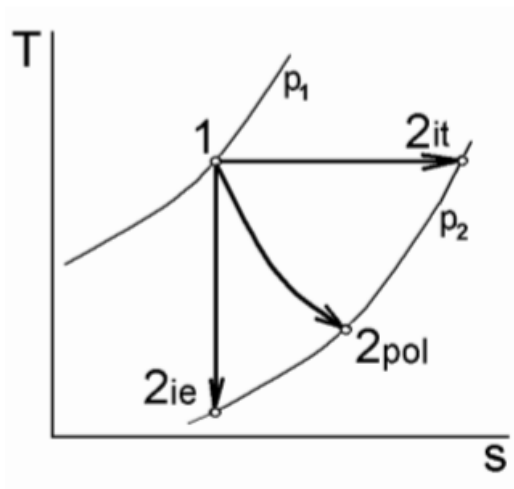
### 4.3 Polytropická komprese

Polytropická komprese se uskutečňuje při běžném odvodu, či přívodu tepla pracovnímu médiu, mění se tak všechny stavové veličiny. Dochází k zvyšování tlaku, zmenšování objemu a zvýšení teploty. Tento děj se více přibližuje reálnému stroji. Soustava tedy není izolována od okolí. [11, 15, 16]

$$1 < n < \kappa \quad (4.5)$$

$$p \cdot V^n = \text{konst.} \quad (4.6)$$

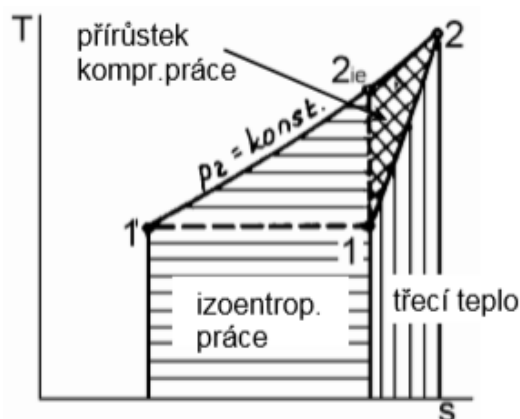
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.7)$$



Obr. 11 T-S diagram polytropické komprese [16]

#### 4.4 Jednostupňová komprese

Při jednostupňové kompresi dochází ke stlačení média mezi vstupním ventilem a výstupním hrdlem pouze jednou. Nejprve je vzduch nasáván do válce, poté zachycený vzduch je stlačen jedním zdvihem pístu. Následovně se stlačený vzduch dopraví do zásobní nádrže (vzdušníku) nebo proudí přímo do sítě. Jednostupňové kompresory se používají nejčastěji v soukromých malých dílnách pro lehké a přerušované aplikace, z důvodu práce s nízkým tlakem (cca 0,8 MPa). [16, 17]

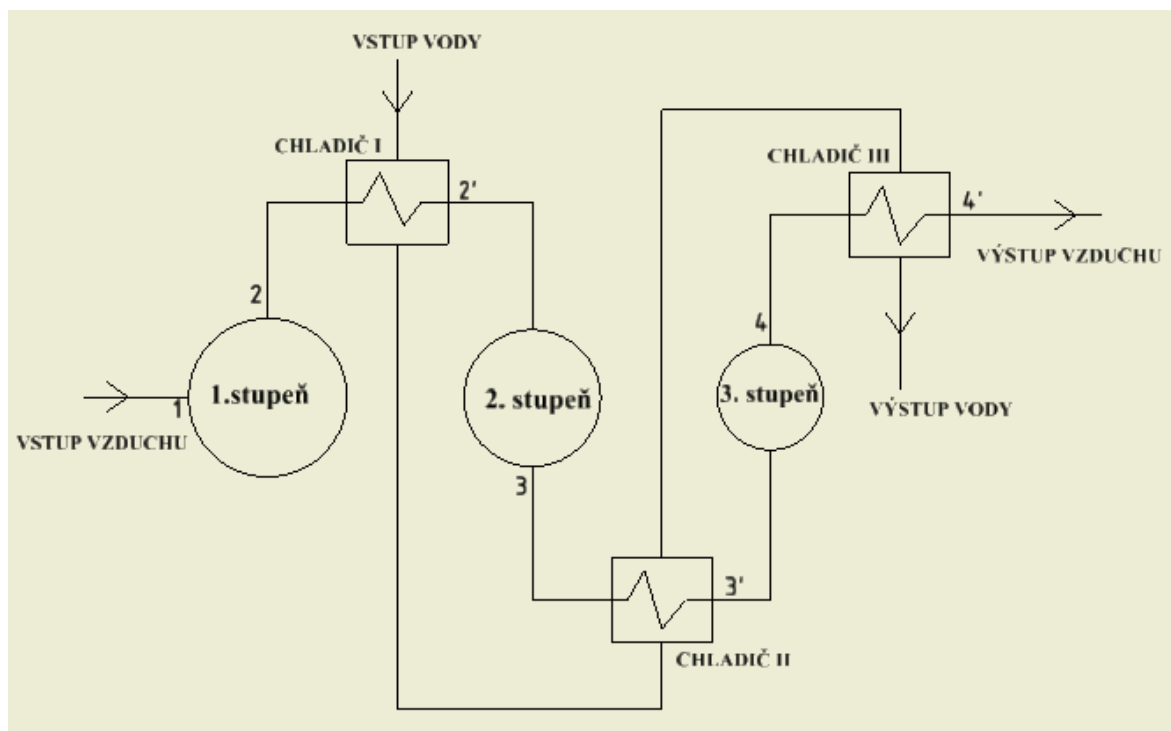


Obr. 4.3 T-S diagram jednostupňového rychlostního kompresoru [16]

#### 4.5 Vícestupňová komprese

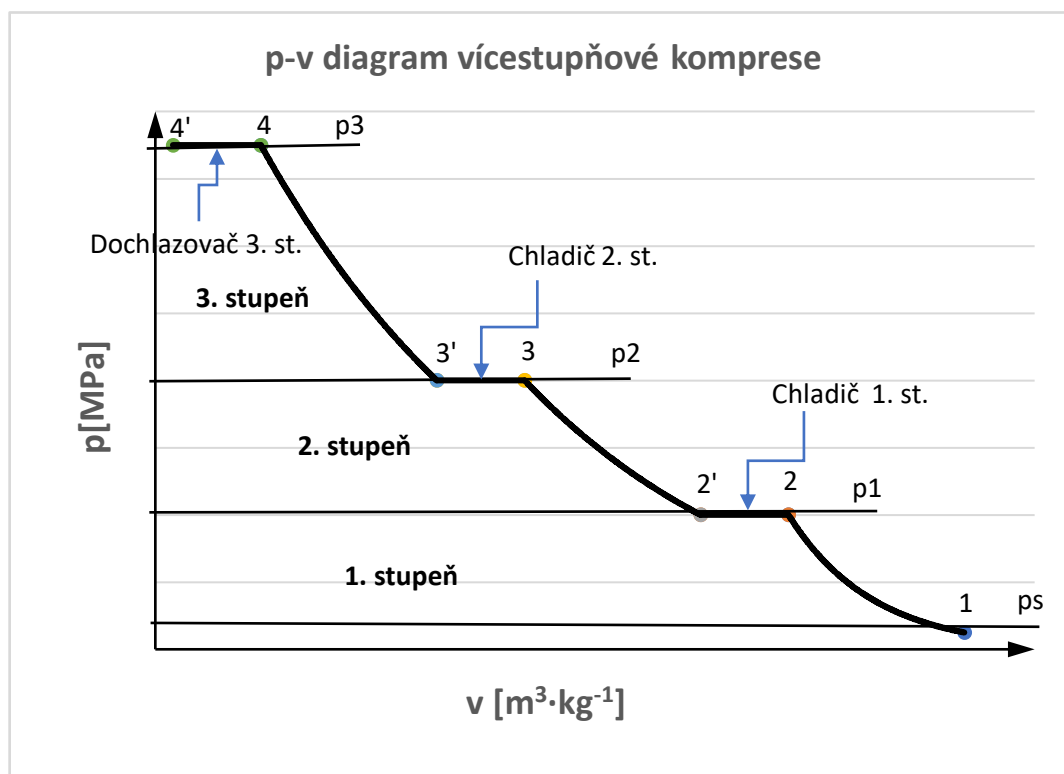
Kompresor, který je předmětem mé práce, je třístupňový (viz Obr.4.4), obsahuje tři válce různých průměrů. Přivedený vzduch v prvním stupni se stlačí a poté se nechá projít chladičem, aby se dosáhlo teploty velmi blízké okolnímu vzduchu. Tento ochlazený vzduch se vede do mezistupně, kde se opět stlačuje a zahřívá. Vzduch se opět vede do chladiče, aby se docílilo požadované teploty. Tento vzduch je veden do třetího nebo posledního stupně vzduchového kompresoru, kde je stlačen na požadovaný tlak a po dostatečném ochlazení v chladiči je dodáván do sítě. Dvoustupňové nebo třístupňové kompresory produkují vyšší tlak a množství vzduchu, také nabízejí lepší hodnotu a spolehlivost pro aplikace s nepřetržitým provozem. [16, 17, 18, 19, 20, 21]





Obr. 4.4 Schéma třístupeňové chlazené komprese

Vícestupňová komprese obsahuje mnoho výhod oproti jednostupňové kompresi. Kompresní práce při stlačování vzduchu je snížena, takže lze ušetřit energii. Zabraňuje mechanickým problémům při regulaci teploty vzduchu. Sací a vypouštěcí ventily zůstávají v čistším stavu, protože teplota odpařování mazacího oleje je nižší. Tloušťka stěny válce je snížena, protože musí odolávat nižším tlakům, kompresor je tedy lehčí a levnější. Objemová účinnost kompresoru se zvyšuje v důsledku sníženého tlakového poměru v každém stupni. Netěsnosti kolem pístu jsou sníženy. [16, 17, 18, 19, 20, 21]



Graf 4.1 p-V diagram třístupeňové chlazené komprese

## 5. Chlazení kompresorů

Chladicí zařízení se skládá z mezichladičů, které jsou instalovány mezi jednotlivé kompresní stupně pro mnoho průmyslových aplikací a efektivní provoz. Chladiče mezi jednotlivé kompresní stupně instalujeme z důvodu zvýšení účinnosti a snížení spotřeby energie. S rostoucím tlakem se úměrně zvětšuje i teplota plynu a uvolňuje se značné množství tepla, které má negativní vliv na provoz kompresoru. Toto teplo je za potřeby odvádět pomocí chladicího média. V kompresoru je plyn částečně stlačován pomocí izoentropické komprese a poté ochlazován v teleném výměníku. Když teplota stlačeného plynu klesne na teplotu okolí, přiblížíme se k ideální (izotermické) změně, což je efektivnější. [18, 22, 23, 24]

Jeden z problémů se nachází u olejových (mazaných) kompresorů. Konkrétně u pístových kompresorů jsou zpravidla mazaná ložiska, díky toho vzniká olejová mlha, která se zachytává v potrubí proudícího vzduchu. Při vysoké teplotě vzduchu může dojít ke splanutí této mlhy a následné explozi, což může mít velké negativní následky. [18, 22, 23, 24]

Nejčastěji používaným chladicím médiem pro odvedení tepelné energie, ať už z pevné, kapalně, či plynné látky je voda. Výhodami tohoto chladicího média jsou, že má vysokou měrnou tepelnou kapacitu ( $4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ), není toxická a je snadno dostupná. [1, 26, 27]

Dalším používaným chladicím médiem je vzduch. Vzduch se používá u malých kompresorů s malým kompresním poměrem tak, že na vnější straně válce jsou umístěná žebra, pro přenos tepla. U velkých a středních kompresorů se využívá chlazení s nuceným prouděním vzduchu, za pomoci axiálního ventilátoru. Nevýhodou je, že musíme dodávat energii na pohon ventilátoru a tahle varianta je proto ekonomicky náročnější, což upřednostňuje právě použití chlazení pomocí vody. [1, 16, 26, 27]

Existuje povrchové neboli vnitřní (plášťové) chlazení, kde voda protéká mezi stěnami kompresoru jednotlivých stupňů a ochlazuje tím stlačený vzduch, čím dochází ke snížení měrné vnitřní práce kompresoru. [1, 16, 26, 27]

Další způsobem je vnější chlazení kompresoru. Toto chlazení je účinnější a tím i výhodnější než povrchové chlazení. Stlačený vzduch se odvádí z jednotlivých stupňů mimo kompresor do rekuperačního výměníku tepla, kde dochází k předávání tepla z teplého média na chladnější. Teplota chladicího média určuje teplotu stlačeného plynu. Kompresor dosáhne nejlepší účinnosti tehdy, když teplota plynu se bude rovnat teplotě na sání. [1, 16, 26, 27]

Nejčastěji se používá rekuperační trubkový výměník tepla, kde stlačený vzduch proudí v trubkách a ty jsou omývány chladicím médiem, nejčastěji vodou, ale dá se použít i olej. Pro lepší přenos tepla se často využívá žebrování na vnitřní straně trubky. Jako materiál trubic se používá nerezová ocel, mosaz, hliník a bronz. Tím jsou lehké, jednoduché a možnost snadné opravy. [1, 16, 27, 28]

Jako další typ rekuperačního výměníku je výměník s U-trubicemi. Výhodou je, že trubky se mohou volně roztahovat a tím nedochází k problémům spojeným s tepelnou dilatací. Dochází zde k problémům výměny poškozených trubic. [1, 16, 27, 28]

Výjimečně se dají použít i deskové výměníky u zvláštních případů. Jejich teplosměnná plocha je tvořena tenkými kovovými deskami, které jsou k sobě nalisovány a ve svém profilu obsahují kanálky. Mezi desky výměníků se vkládá těsnění a desky jsou k sobě přišroubované nebo připájené. U těchto výměníků dochází k velkým tlakovým ztrátám, a proto nejsou tak používané. [1, 16, 27, 29]

## 6. Kompresor 1 TSK 115

### 6.1 Označení kompresoru 1 TSK 115:

U kompresorů se používá značení pomocí písmen a číslic, které vystihují technické parametry o zařízení.



Obr. 6. 1. Označení kompresoru 1 TSK 115

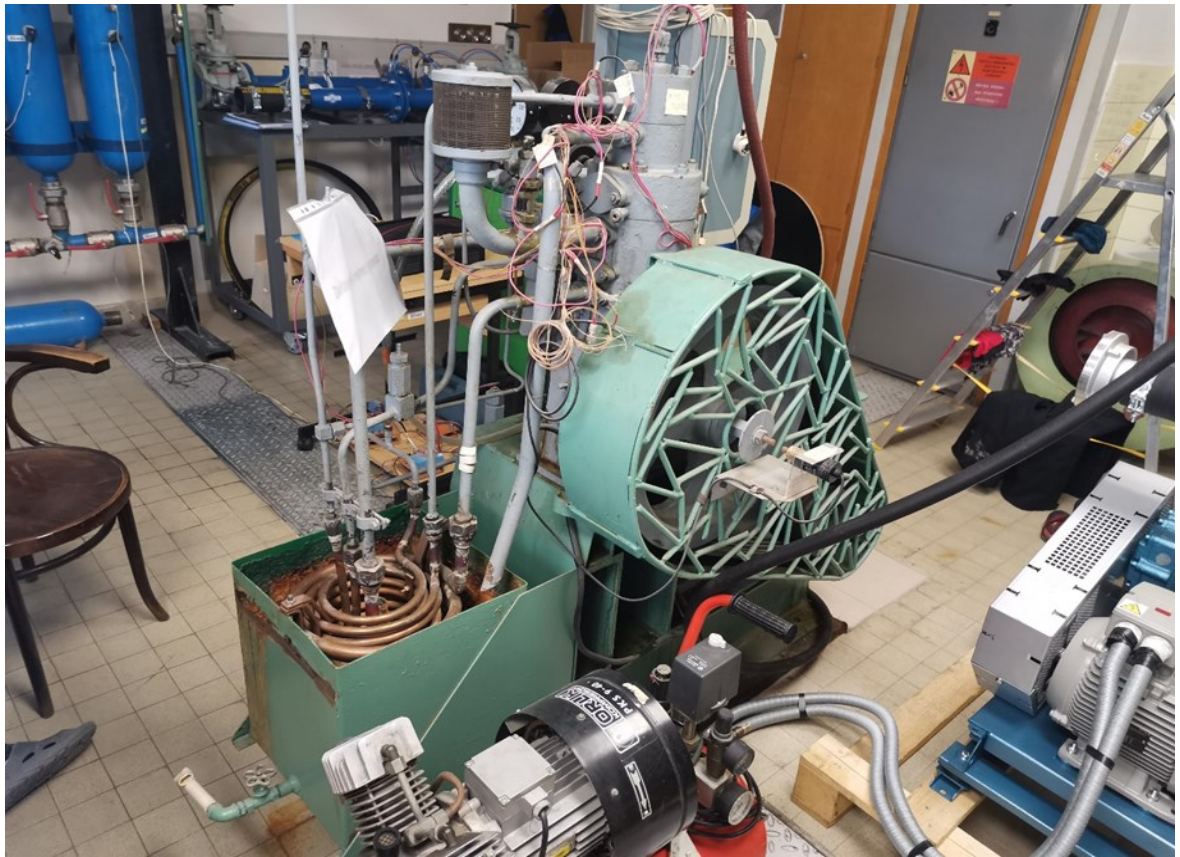
Kompresor 1 TSK 115 třístupňový pístový kompresor, na kterém bude navrhováno chlazení plynu mezi jednotlivými kompresními stupni. Kompresor obsahuje jeden válec, ve kterém jsou obsaženy nad sebou všechny tři stupně kompresoru. Zde platí odstupňování pístu, kde v prvním stupni je píst s největším průměrem, v druhém stupni má píst střední průměr a v posledním třetím stupni je píst s nejmenším průměrem.

Jelikož kompresor obsahuje součásti, u kterých dochází k opotřebení, jako jsou např. ložiska, píst, ucpávky atd. je zapotřebí zajistit mazání stroje. Tento stroj je mazaný olejem, který má nainstalovanou nádobu s olejem, aby se zamezilo opotřebení součásti a došlo k hladkému chodu stroje. Olej je rozstříkovan do prostoru válce, olejové páry a aerosoly se dostávají do stlačeného vzduchu, může tak dojít ke vznícení. Tomu se dá zabránit použitím filtru s aktivním uhlím nebo volbou vhodného oleje s nízkou odparností a vysokou oxidační stabilitou, a také chlazením stlačeného vzduchu.

Kompresor pohání elektromotor pomocí klínového řemene, ten přenáší kroutící moment mezi hřídeli elektromotoru a hřídeli kompresoru.

Chlazení stlačeného vzduchu u tohoto kompresoru volím pomocí, rekuperačního výměníku, konkrétně se jedná o trubkový výměník. Uvnitř trubky bude proudit stlačený vzduch a ten bude chlazen protiproudem vody.

Na obrázku 6. 2 je vyfocený kompresor 1 TSK – 115 s původním chlazením stlačeného vzduchu při třístupňové kompresi. Chladiče jsou jednoduché konstrukce, jedná se o trubkové výměníky, které mají spirálový tvar. Chladiče jsou umístěny v nádobě, ve které se také nachází chladicí kapalina, v tomto případě se jedná o vodu z řádu. V trubce proudí stlačený vzduch a odevzdává teplo chladicí kapalině.



Obr. 6. 2. Kompresor 1 TSK 115

## 7. Výpočty

### 7.1 Výpočet parametrů třístupňového kompresoru 1 TSK 115

V tabulce 7. 1 jsou zapsány jednotlivé parametry kompresoru. Mezi tyto zadané základní parametry patří, maximální tlak, který dokáže kompresor vyvinout  $p_{max}$  [Pa], tlak na sání  $p_s$  [Pa], teplota na sání  $T_s$  [K], výkonnost  $\dot{V}_d$  [m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>], výkon elektromotoru  $P$  [W], maximální otáčky  $n_{max}$  [ot·s<sup>-1</sup>], polytropický exponent  $n$  [-] a izotermická účinnost  $\eta_{it}$  [%].

Tab. 7. 1 Základní parametry kompresoru 1 TSK 115

ZÁKLADNÍ PARAMETRY KOMPRESORU 1 TSK 115					
	Značení	Hodnota	Jednotka	Hodnota	Jednotka
Maximální tlak	$p_{max}$	20	MPa	20000000	Pa
Tlak na sání	$p_s$	0,1	MPa	100000	Pa
Teplota na sání	$T_s$	20	°C	293,15	K
Hustota v sání	$\rho$	1,19	kg/m <sup>3</sup>		
Výkonnost	$\dot{V}_d$	20	m <sup>3</sup> /h	0,006611111	kg/s
Výkon elektromotoru	$P$	5	kW	5000	W
Maximální otáčky	$n_{max}$	800	ot/min	13,33333333	ot/s
Polytropický exponent	$n$	1,33			
Izotermická účinnost	$\eta_{it}$	0,7			

Výpočet celkového tlakového poměru  $\sigma_c$  [-] pomocí maximálního tlaku  $p_{max}$  [MPa] a tlaku na sání  $p_s$  [MPa]:

$$\sigma_c = \frac{p_{max}}{p_s} = \frac{20}{0,1} = 200 \quad (7.1)$$

Výpočet tlakového poměru v jednotlivých kompresních stupních  $\sigma$  [-]:

$$\sigma = \sqrt[3]{\sigma_c} = \sqrt[3]{200} = 5,848 \quad (7.2)$$

Výpočet tlaku na sání ve všech třech stupních  $p_{s1}$ ,  $p_{s2}$ ,  $p_{s3}$  [MPa]:

- V 1. stupni:

$$p_{s1} = p_s = 0.1 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

- Ve 2. stupni:

$$p_{s2} = p_{s1} \cdot \sigma = 0.1 \cdot 5,848 = 0,5848 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

- Ve 3. stupni:

$$p_{s3} = p_{s1} \cdot \sigma^2 = 0,1 \cdot 5,848^2 = 3,42 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

Výpočet tlaku na výtlaku ve všech třech stupních  $p_{v1}$ ,  $p_{v2}$ ,  $p_{v3}$  [MPa]:

▪ **V 1. stupni:**

$$p_{v1} = p_{s1} \cdot \sigma = 0,1 \cdot 5,848 = 0,5848 \text{ MPa} \quad (7.6)$$

▪ **Ve 2. stupni:**

$$p_{v2} = p_{s2} \cdot \sigma = 0,5848 \cdot 5,848 = 3,42 \text{ MPa} \quad (7.7)$$

▪ **Ve 3. stupni:**

$$p_{v3} = p_{s3} \cdot \sigma = 3,42 \cdot 5,848 = 20 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Stanovení teplot na sání v jednotlivých kompresních stupních  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ,  $T_{s3}$  [K], teplota v prvním stupni je teplota vzduchu v místnosti 20 °C, dále budeme předpokládat, že teplotu vzduchu po kompresi ochladíme na 30 °C:

$$T_{s1} = 20 \text{ °C} = 293,15 \text{ K} \quad (7.9)$$

$$T_{s2} = 30 \text{ °C} = 303,15 \text{ K} \quad (7.10)$$

$$T_{s3} = 30 \text{ °C} = 303,15 \text{ K} \quad (7.11)$$

Výpočet teplot na výtlaku v jednotlivých kompresních stupních  $T_{v1}$ ,  $T_{v2}$ ,  $T_{v3}$  [K], pomocí sacích tlaků  $p_{s1}$ ,  $p_{s2}$ ,  $p_{s3}$  [Pa] sacích teplot  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ,  $T_{s3}$  [K] a polytropického exponentu  $n$  [-]:

▪ **V 1. stupni:**

$$T_{v1} = T_{s1} \cdot \left( \frac{p_{s2}}{p_{s1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293,15 \cdot \left( \frac{0,5848 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 181,21 \text{ K} \quad (7.12)$$

▪ **Ve 2. stupni:**

$$T_{v2} = T_{s2} \cdot \left( \frac{p_{s3}}{p_{s2}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 303,15 \cdot \left( \frac{3,42 \cdot 10^6}{0,5848 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 196,71 \text{ K} \quad (7.13)$$

▪ **Ve 3. stupni:**

$$T_{v3} = T_{s3} \cdot \left( \frac{p_{s3}}{p_{s2}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 303,15 \cdot \left( \frac{20 \cdot 10^6}{3,42 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 196,71 \text{ K} \quad (7.14)$$

Výpočet tepelného výkonu v jednotlivých kompresních stupních  $Q_1, Q_2, Q_3$  [W], pomocí teplot na sání a výtlaku jednotlivých kompresních stupních  $T_{s1}, T_{s2}, T_{s3}, T_{v1}, T_{v2}, T_{v3}$  [K], výkonnosti kompresoru  $V_d$  [kg·s<sup>-1</sup>] a měrné tepelné kapacity za stálého tlaku  $c_p$  [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>], pro vzduch platí  $c_p = 1023 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

▪ **V 1. stupni:**

$$Q_1 = V_d \cdot c_p \cdot (T_{v1} - T_{s1}) \quad (7.15)$$

Po dosazení:

$$Q_1 = 0,00661 \cdot 1023 \cdot (181,21 - 293,15) = 1090,294 \text{ W}$$

▪ **Ve 2. stupni:**

$$Q_2 = V_d \cdot c_p \cdot (T_{v2} - T_{s2}) \quad (7.16)$$

Po dosazení:

$$Q_2 = 0,00661 \cdot 1023 \cdot (196,71 - 303,15) = 1127,486 \text{ W}$$

▪ **Ve 3. stupni:**

$$Q_3 = V_d \cdot c_p \cdot (T_{v3} - T_{s3}) \quad (7.17)$$

Po dosazení:

$$Q_3 = 0,00661 \cdot 1023 \cdot (196,71 - 303,15) = 1127,486 \text{ W}$$

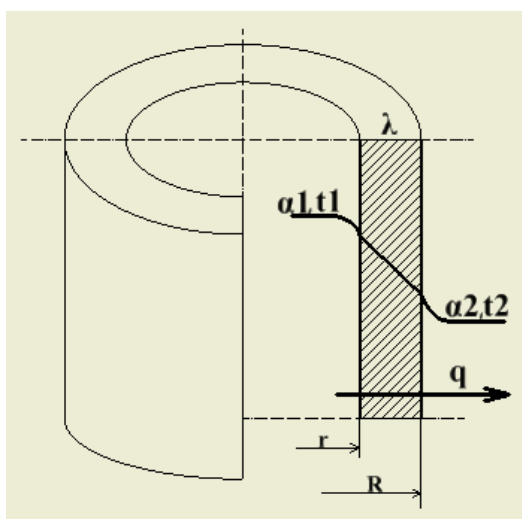
## 7.2 Návrh a výpočet základních parametrů chladičů a dochlazovače pro uvedený kompresor

### 7.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla $k$ [W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]

Pro výpočet součinitele prostupu tepla  $k$  [W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>] stěnou měděné trubky znám následující hodnoty: tepelná vodivost mědi  $\lambda = 393 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , vnější průměr trubky  $D = 22 \text{ mm}$ , vnitřní průměr trubky  $d = 20 \text{ mm}$ , teplota uvnitř trubky je vypočtená střední teplota vzduchu ve výměníku  $t_1$  [°C], teplota vně trubky je vypočtená střední teplota vody  $t_2$  [°C], součinitel přestupu tepla uvnitř trubky  $\alpha_1 = 120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  a součinitel



přestupu tepla vně trubky  $\alpha_2 = 400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  (velikost součinitelů přestupu tepla byly zvoleny na základě výsledků výpočtů podobných výměníků).



Obr. 7. 1 Prostup tepla válcovou stěnou

Velikost součinitele prostupu tepla  $k$  vypočítám pomocí upravené rovnice pro výpočet sděleného tepla 1 m válcové stěny  $q [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}]$ .

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) = \frac{\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D}} \quad (7.18)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D}} \quad (7.19)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{120 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 393} \cdot \ln \frac{0,022}{0,02} + \frac{1}{400 \cdot 0,022}} = 7,535 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.20)$$

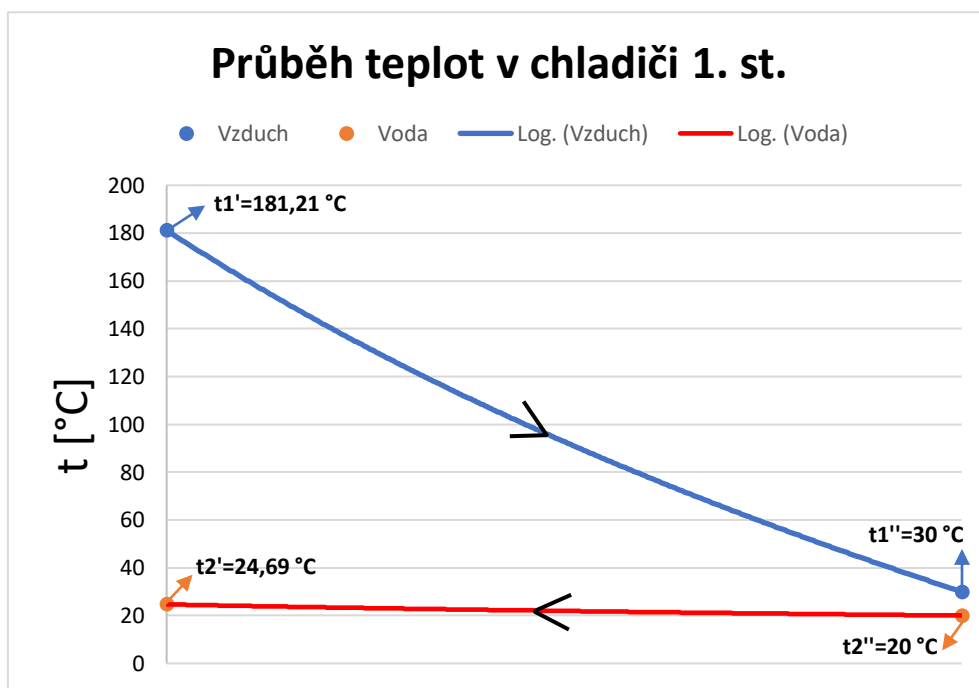
Součinitel prostupu tepla  $k = 7,535 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

Pro návrh a výpočet základních parametrů chladičů a dochlazovače použiji výpočet pro rekuperační trubkový protiproudý výměník.

### 7.2.2 Výpočet teplosměnné plochy za 1. kompresním stupněm:

Tab. 7.2 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 1. st.

Chladič 1. stupně			
	Značení	Hodnota	Jednotka
Měrná tepelná kapacita vzduchu	cpvzd	1023	J/m <sup>3</sup> ·K
Měrná tepelná kapacita vody	cpH2O	4182	J/kg·K
Množství vzduchu	mvzd	0,006611111	kg/s
Množství vody	mH2O	0,055555556	m <sup>3</sup> /s
Teplota vzduchu před ochlazením	t1'	181,210585	°C
Teplota vzduchu po ochlazením	t1''	30	°C
Teplota vody před ochlazením	t2'	24,69280081	°C
Teplota vody po ochlazením	t2''	20	°C
Součinitel prostupu tepla	k	7,535	W/m·K
Odvedené teplov 1. stupni	Q1	1090,294055	W
Střední logaritmický teplotní rozdíl	Δtstř	53,26787149	°C
Teplosměnná plocha	L1	2,71640827	m



Graf 7. 1 Průběh teplot v chladiči 1. st.

Výpočet teploty chladicího média-vody  $t_2'$  [°C], po ochlazení stlačeného vzduchu v 1. stupni. Teplota vody před ochlazením stlačeného plynu  $t_2'' = 20$  °C, množství vody  $\dot{m}_{H2O} = 0,0556 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , odvedené teplo z 1. stupně  $Q_1 = 1090,294 \text{ W}$  a měrná tepelná kapacita vody  $c_{pH2O} = 4182 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$Q_1 = \dot{m}_{H2O} \cdot c_{pH2O} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (7.21)$$

$$t_2' = \frac{Q_1}{\dot{m}_{H2O} \cdot c_{pH2O}} + t_2'' = \frac{1090,294}{0,0556 \cdot 4182} + 20 = 24,69 \text{ °C} \quad (7.22)$$

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř}$  [°C], pomocí teploty stlačeného vzduchu po kompresi  $t'_1 = 181,21$  °C, teploty ochlazeného stlačeného vzduchu  $t''_1 = 30$  °C, teploty vody před ochlazením stlačeného vzduchu  $t''_2 = 20$  °C a teplota vody po ochlazení stlačeného vzduchu  $t'_2 = 24,69$  °C.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (7.23)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)}} \quad (7.24)$$

Po dosazení:

$$\Delta t_{stř} = \frac{(181,21 - 24,69) - (30 - 20)}{\ln \frac{(181,21 - 24,69)}{(30 - 20)}} = 53,27 \text{ °C} \quad (7.25)$$

Výpočet teplosměnné plochy  $L_1$  [m], pomocí odvedené teplo z 1. stupně  $Q_1 = 1090,294$  W, středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř} = 53,27$  °C a součinitele prostupu tepla  $k = 7,535$  W · m<sup>-1</sup> · K<sup>-1</sup>.

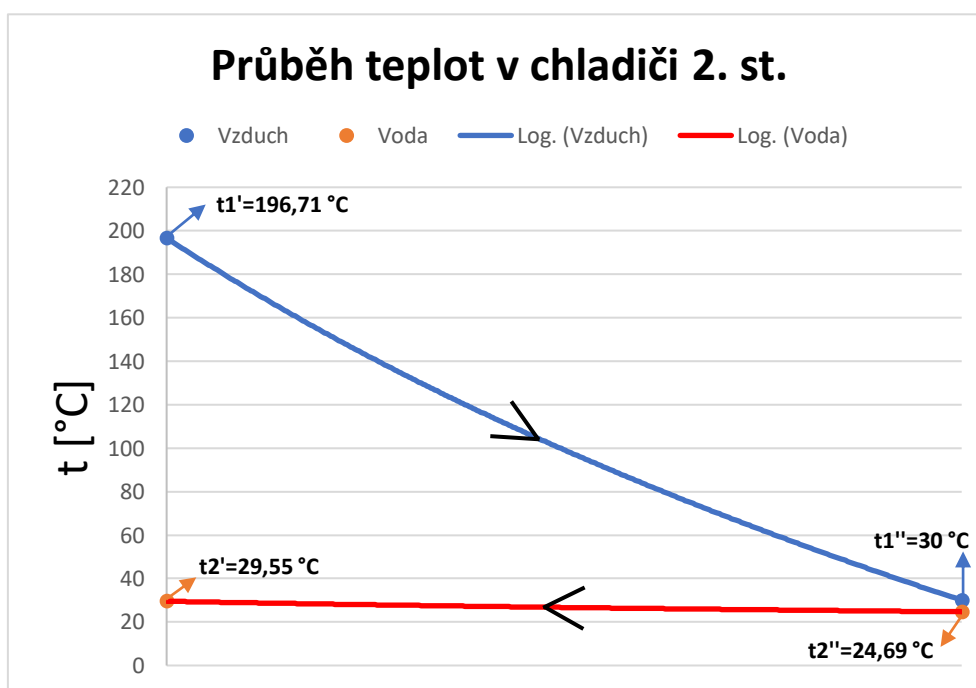
$$Q_1 = k \cdot L_1 \cdot \Delta t_{stř} \quad (7.26)$$

$$L_1 = \frac{Q_1}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{1090,294}{7,535 \cdot 53,27} = 2,716 \text{ m} \quad (7.27)$$

### 7.2.3 Výpočet teplosměnné plochy za 2. kompresním stupněm:

Tab. 7. 3 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 2. st.

Chladič 2. stupně			
	Značení	Hodnota	Jednotka
Měrná tepelná kapacita vzduchu	cpvzd	1023	J/m <sup>3</sup> ·K
Měrná tepelná kapacita vody	cpH2O	4182	J/kg·K
Množství vzduchu	mvzd	0,006611111	kg/s
Množství vody	mH2O	0,055555556	m <sup>3</sup> /s
Teplota vzduchu před ochlazením	t1'	196,7098374	°C
Teplota vzduchu po ochlazením	t1''	30	°C
Teplota vody před ochlazením	t2'	29,54568352	°C
Teplota vody po ochlazením	t2''	24,69280081	°C
Součinitel prostupu tepla	k	7,535	W/m·K
Odvedené teplov 2. stupni	Q2	1127,486416	W
Střední logaritmický teplotní rozdíl	Δtstř	46,91625536	°C
Teplosměnná plocha	L2	3,189368642	m



Graf 7. 2 Průběh teplot v chladiči 2. st.

Výpočet teploty chladicího média-vody  $t_2'$  [°C], po ochlazení stlačeného vzduchu v 2. stupni. Teplota vody před ochlazením stlačeného plynu  $t_2'' = 24,69\text{ °C}$ , množství vody  $\dot{m}_{H_2O} = 0,0556\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , odvedené teplo z 2. stupně  $Q_2 = 1127,486\text{ W}$  a měrná tepelná kapacita vody  $c_{pH_2O} = 4182\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$Q_2 = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (7.28)$$

$$t_2' = \frac{Q_2}{\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}} + t_2'' = \frac{1127,486}{0,0556 \cdot 4182} + 24,69 = 29,55\text{ °C} \quad (7.29)$$

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř}$  [°C], pomocí teploty stlačeného vzduchu po kompresi  $t'_1 = 196,71$  °C, teploty ochlazeného stlačeného vzduchu  $t''_1 = 30$  °C, teploty vody před ochlazením stlačeného vzduchu  $t''_2 = 24,69$  °C a teplota vody po ochlazení stlačeného vzduchu  $t'_2 = 29,55$  °C.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (7.30)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)}} \quad (7.31)$$

Po dosazení:

$$\Delta t_{stř} = \frac{(196,71 - 29,55) - (30 - 24,69)}{\ln \frac{196,71 - 29,55}{30 - 24,69}} = 46,92 \text{ °C} \quad (7.32)$$

Výpočet teplosměnné plochy  $L_2$ [m], pomocí odvedené teplo z 2. stupně  $Q_2 = 1127,486$  W, středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř} = 46,92$  °C a součinitele prostupu tepla  $k = 7,535 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

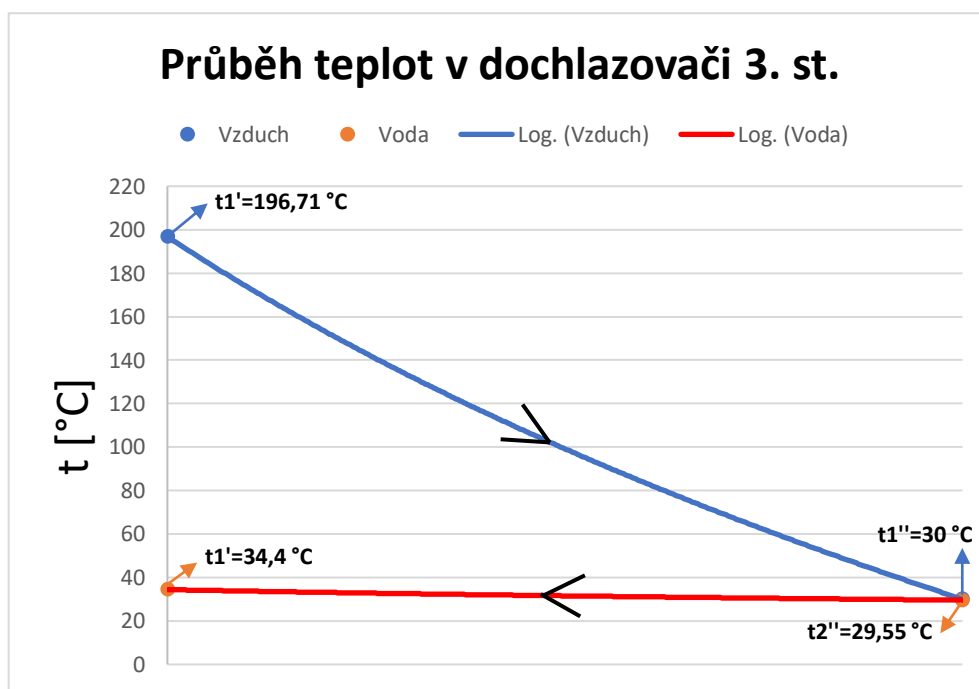
$$Q_2 = k \cdot L_2 \cdot \Delta t_{stř} \quad (7.33)$$

$$L_2 = \frac{Q_2}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{1127,486}{7,535 \cdot 46,92} = 3,189 \text{ m} \quad (7.34)$$

### 7.2.4 Výpočet teplosměnné plochy za 3. kompresním stupněm:

Tab. 7. 4 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 3. st.

Dochlazovač 3. stupně			
	Značení	Hodnota	Jednotka
Měrná tepelná kapacita vzduchu	cpvzd	1023	J/m <sup>3</sup> ·K
Měrná tepelná kapacita vody	cpH2O	4182	J/kg·K
Množství vzduchu	mvzd	0,006611111	kg/s
Množství vody	mH2O	0,055555556	m <sup>3</sup> /s
Teplota vzduchu před ochlazením	t1'	196,7098374	°C
Teplota vzduchu po ochlazením	t1''	30	°C
Teplota vody před ochlazením	t2'	34,39856622	°C
Teplota vody po ochlazením	t2''	29,54568352	°C
Součinitel prostupu tepla	k	7,535	W/m·K
Odvedené teplov 3. stupni	Q3	1127,486416	W
Střední logaritmický teplotní rozdíl	Δtstř	27,53382395	°C
Teplosměnná plocha	L3	5,43452424	m



Graf 7. 3 Průběh teplot v chladiči 3. st.

Výpočet teploty chladicího média-vody  $t_2'$  [°C], po ochlazení stlačeného vzduchu v 3. stupni. Teplota vody před ochlazením stlačeného plynu  $t_2'' = 29,55\text{ °C}$ , množství vody  $\dot{m}_{H_2O} = 0,0556\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , odvedené teplo z 3. stupně  $Q_3 = 1127,486\text{ W}$  a měrná tepelná kapacita vody  $c_{pH_2O} = 4182\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$Q_3 = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (7.35)$$

$$t_2' = \frac{Q_3}{\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}} + t_2'' = \frac{1127,486}{0,0556 \cdot 4182} + 29,55 = 34,4 \text{ °C} \quad (7.36)$$

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř}$  [°C], pomocí teploty stlačeného vzduchu po kompresi  $t_1' = 196,71 \text{ °C}$ , teploty ochlazeného stlačeného vzduchu  $t_1'' = 30 \text{ °C}$ , teploty vody před ochlazením stlačeného vzduchu  $t_2'' = 29,55 \text{ °C}$  a teplota vody po ochlazení stlačeného vzduchu  $t_2' = 34,4 \text{ °C}$ .

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1' - t_2')}{(t_1'' - t_2'')}} \quad (7.37)$$

Po dosazení:

$$\Delta t_{stř} = \frac{(196,71 - 34,4) - (30 - 29,55)}{\ln \frac{(196,71 - 34,4)}{(30 - 29,55)}} = 27,53 \text{ °C} \quad (7.38)$$

Výpočet teplosměnné plochy  $L_3$  [m], pomocí odvedené teplo z 3. stupně  $Q_3 = 1127,486 \text{ W}$ , středního logaritmického teplotního rozdílu  $\Delta t_{stř} = 27,53 \text{ °C}$  a součinitele prostupu tepla  $k = 7,535 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$Q_3 = k \cdot L_3 \cdot \Delta t_{stř} \quad (7.39)$$

$$L_3 = \frac{Q_3}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{1127,486}{7,535 \cdot 27,53} = 5,435 \text{ m} \quad (7.40)$$

Vzorový výpočet v této kapitole je uveden pouze pro jednu variantu zvolených parametrů. V příloze č.1 je přiložen vzor programu, který jsem vytvořil v tabulkovém procesoru Excel. V tomto programu lze měnit různé parametry jako například základní technické parametry kompresoru, průtok vody/vzduchu/oleje, množství vody/vzduchu/oleje, součinitel prostupu tepla, měrné tepelné kapacity a další. Program automaticky všechny výpočty provede pro nové zadání a znovu se tak dají zjistit hledané velikosti teplosměnné plochy výměníků (délky použitých trubek).

## 8. Vyhodnocení investičních nákladů na realizaci navrženého systému chlazení

Z vypočtených hodnot parametrů vzduchu a chladicí vody při provozu kompresoru, uvedených v předchozí kapitole číslo 7, je možné navrhnout základní konstrukci chladičů, jejichž použití zajistí potřebné ochlazení stlačeného vzduchu pro kompresor 1TSK 115.

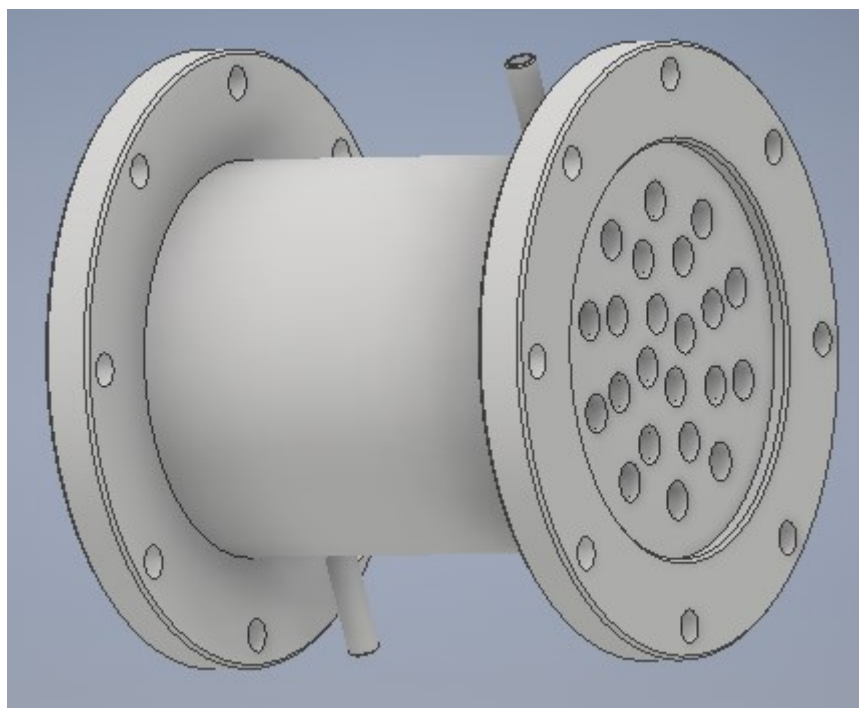
Výměník pro chlazení stlačeného vzduchu navrhuji jako rekuperační protiproudý trubkový výměník. Samostatný výměník je určen pro všechny tři kompresní stupně. Tím, že se výměník realizuje pro největší odváděný chladicí výkon a tím největší potřebnou teplosměnnou plochu (délku trubky)  $L_3 = 5,435 \text{ m}$ , která je potřebná, v tomto případě pro

ochlazení výstupního vzduchu, za třetím kompresním stupněm, se zaručí, že výměník stejné konstrukce dokáže ochladit také zbývající dva stupně.

Na výrobu jednoho výměníku je zapotřebí 5,5 m dlouhá měděná trubka, která má vnější průměr 22 mm a vnitřní průměr 20 mm. Trubka je rozdělena na 22 dílů po 250 mm. Trubky jsou jednotlivě uloženy do tří kruhových průřezů, největší průřez obsahuje 10 trubek, střední průřez obsahuje 8 trubek a nejmenší průřez obsahuje 4 trubky (Obr. 8. 2). Měděné trubky jsou skryté do válcového pláště, který je z ocelové trubky o průměru 220 mm. Na obou stranách trubky je přivařena příruba, která obsahuje na svém obvodu 8 děr pro šrouby M16 (Obr. 8. 3). K těmto přírubám jsou sešroubovány další dvě příruby, na kterých je navařena trubka o vnějším průměru 22 mm pro napojení vzduchu z kompresoru a pro odvod vzduchu z výměníku. Největší průměr přírub je 340 mm a jsou vyrobené z materiálu P245GH. Mezi tyto sešroubované příruby je vloženo přírubové těsnění o průměru 250 mm, které zamezí tlakovým ztrátám. Na obvodu výměníku jsou navařeny dva vývody z ocelové trubky o vnitřním průměru 12 mm, jedna pro vstup chladicí kapaliny do výměníku a druhá pro výstup chladicí kapaliny z výměníku. Celková délka výměníku je 606 mm.

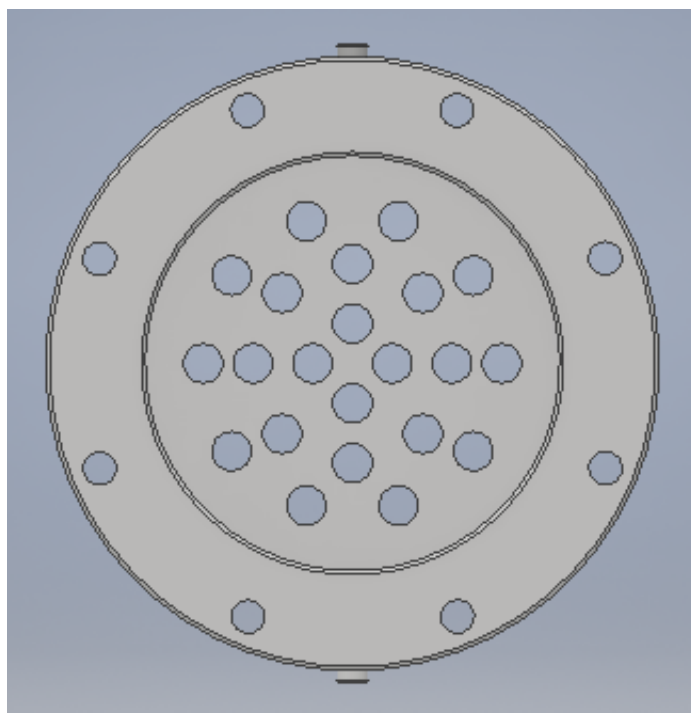
Stlačený vzduch z kompresoru proudí v měděném potrubí a odevzdává teplo chladicí kapalině, v tomto případě vodě. Voda je přiváděná z řádu a po průchodu výměníkem je vypouštěná do odpadní kanalizace. Stlačený vzduch projde celkem třemi výměníky, a to za každým kompresním stupněm. Po posledním ochlazení je stlačený vzduch vypuštěn do sítě.

V programu Autodesk Inventor Professional 2019 jsem vytvořil 3D model navrženého výměníku pro kompresor 1 TSK 115 (Obr. 8. 1, 8. 2, 8. 3).

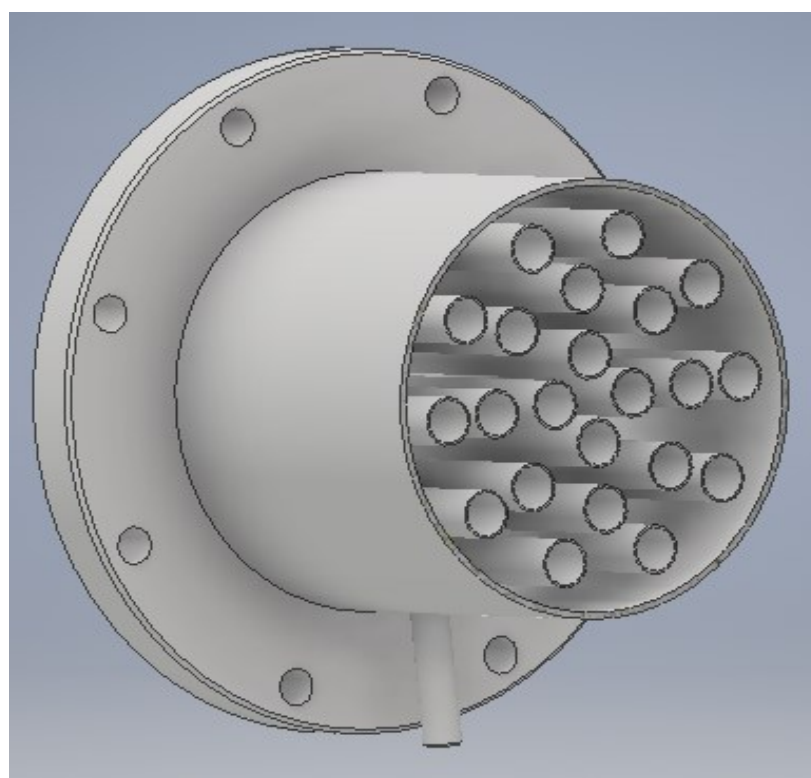


Obr. 8. 1 3D model navrženého výměníku

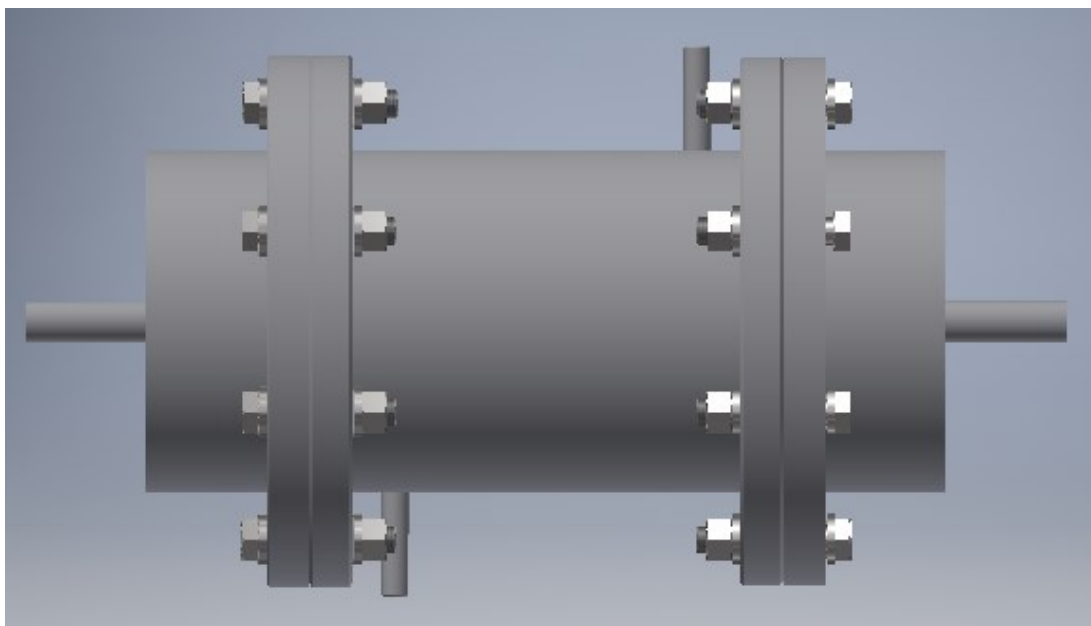




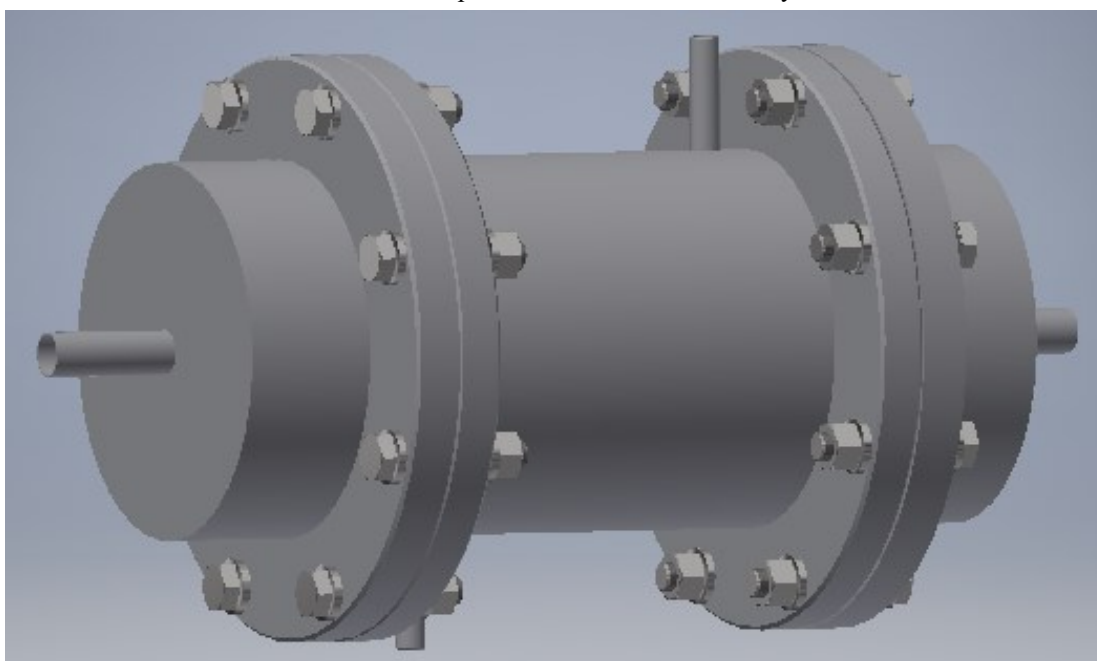
Obr. 8. 2 Čelní pohled na navržený výměník



Obr. 8. 3 Výměník pohled v řezu



Obr. 8.4 Kompletní 3D model navrženého výměníku



Obr. 8. 5 Boční pohled na navržený výměník

### 8.1 Investiční náklady na výrobu

V tabulce číslo 8. 1 jsou uvedené potřebné produkty pro výrobu 1 kusu navrženého výměníku, dále je v tabulce uvedeno potřebné množství jednotlivých produktů a cena bez DPH a včetně DPH.

Investiční náklady na výrobu výměníku jsou odhadovány na 5 679,83 Kč bez DPH a 6 872,20 Kč včetně DPH. Do těchto hodnot není započítána samotná práce pro výrobu výměníku.

Tab. 8. 1 Investiční náklady na výrobu výměníku

	<b>Produkt</b>	<b>Množství</b>	<b>Cena bez DPH celkem</b>	<b>Cena s DPH celkem</b>
1.	CU trubka 22x1x1000 mm	6 ks	710,70 Kč	859,92 Kč
2.	Ocelový plech 1x2 m, t=2 mm	1 ks	877,76 Kč	1 062,09 Kč
3.	Ocelová trubka 220x1,5x1000 mm	1 ks	248,00 Kč	300,00 Kč
4.	Ocelová trubka 12x1x1000	1 ks	69,00 Kč	83,49 Kč
5.	Příruba plochá EN1019-1 DN 200/219,1 PN 16	4 ks	3 280,00 Kč	3 968,00 Kč
6.	Mezi přírubové těsnění 250 mm	2 ks	198,00 Kč	240,00 Kč
7.	Šroub šestihranný závit DIN 931 M16x80 8.8	16 ks	187,68 Kč	227,09 Kč
8.	Podložka plochá DIN 125A M16 / 17,0 pozink	32 ks	35,52 Kč	42,98 Kč
9.	Matice DIN 934 M16, pozink	16 ks	44,96 Kč	54,50 Kč
10.	Ocelová trubka 22x1x1000 mm	1 ks	28,21 Kč	34,13 Kč
CELKEM			<b>5 679,83 Kč</b>	<b>6 872,20 Kč</b>

## 9. Závěr

V teoretické části mé bakalářské práce jsem popsal základní parametry kompresorů, dále jsem se zabíral rozdělením z hlediska objemových a rychlostních kompresorů a také jsem charakterizoval jejich druhy. Také jsem se zaměřil na jednotlivé komprese a to izotermickou, izoentropickou a polytropickou, pokračoval jsem popisem jednostupňové komprese, od které jsem se dostal k vícešupňové kompresi. V další kapitole jsem se zabýval, důvody a výhodami chlazení stlačeného vzduchu při kompresi a také možným konstrukčním řešením chladičů. V poslední kapitole teoretické části jsem popsal samotný kompresor 1TSK-115, pro který jsem navrhoval nový způsob chlazení stlačeného vzduchu.

V praktické části jsem provedl výpočty základních parametrů kompresoru 1 TSK 115, matematicky jsem stanovil tlaky a teploty na sání a na výtlaku kompresoru v každém kompresním stupni. Dále jsem počítal základní parametry chladičů a dochlazovače pro uvedený kompresor. Vypočetl jsem součinitel prostupu tepla pro konkrétní měděné potrubí výměníku a určil odvedené teplo z jednotlivých kompresních stupňů, z nichž jsem zjistil potřebnou teplosměnnou plochu výměníků.

Na závěr jsem navrhl základní typ a materiály součástí výměníku pro chlazení uvedeného kompresoru a vyčíslil přibližné investiční náklady na jeho výrobu.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] Jak předejít únikům stlačeného vzduchu. *Kompresory-Vzduchotechnika.cz* [online]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/uniky-stlaceneho-vzduchu/>
- [3] Jaké parametry se udávají u kompresorů? | AIR Consult CZ. *O stlačeném vzduchu | AIR Consult CZ* [online]. Copyright © 2017 AIR Consult CZ s.r.o. [cit. 22.11.2019]. Dostupné z: <https://www.airconsult.cz/clanky/blog/jake-parametry-se-udavaji-u-kompresoru>
- [4] Rychlost průtoku stlačeného vzduchu od kompresoru. *Kompresory-Vzduchotechnika.cz* [online]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/mereni-prutoku-stlaceneho-vzduchu/>
- [5] Bezolejové turbokompresory | AIR Consult CZ. *O stlačeném vzduchu | AIR Consult CZ* [online]. Copyright © 2017 AIR Consult CZ s.r.o. [cit. 30.11.2019]. Dostupné z: <https://www.airconsult.cz/clanky/blog/bezolejove-turbokompresory>
- [6] *Západočeská univerzita v Plzni* [online]. Copyright © [cit. 30.11.2019]. Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01\\_Stavba-a-provoz-stroju\\_1-3/1\\_IUT/002\\_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf)
- [7] Main. *Kiwi.mendelu.cz* [online]. Dostupné z: <http://user.mendelu.cz/xklepar0/fls/es/kompresory.htm>
- [8] 24. Turbokompresory radiální a axiální - Strojírenství. *Strojírenství - Vše co student potřebuje vědět* [online]. Copyright © 2019. Všechna práva vyhrazena. [cit. 30.11.2019]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/24-turbokompresory-radialni-axialni.html>
- [9] Kompresory. *Kompresory* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1929>
- [10] EJEKTOR - Mattech. *Výrobky - Mattech* [online]. Copyright © 2016 MATTECH. Všechna práva vyhrazena. Webmaker [cit. 01.12.2019]. Dostupné z: <https://mattech.cz/produkty/ejektor-265/>
- [11] 22. Pístové kompresory - Strojírenství. *Strojírenství - Vše co student potřebuje vědět* [online]. Copyright © 2020. Všechna práva vyhrazena. [cit. 14.02.2020]. Dostupné z: <https://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/22-pistove-kompresory.html>
- [12] Jak funguje pístový kompresor? - Kompresory PEMA - servis a půjčovna kompresorů, kompresory Atlas Copco. *Kompresory PEMA - prodej, půjčovna a servis*

*kompresorů* [online]. Copyright © 2020 Kompresory PEMA, s.r.o. Všechna práva vyhrazena. [cit. 14.02.2020]. Dostupné z: <https://www.kompresorypema.cz/clanky/5833/>

[13] Šroubové kompresory. *Kompresory a chlazení* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: [https://kompresory-chlazení.cz/kompresory?gclid=Cj0KCQiAkKnyBRDwARIsALtxe7hLeb9xMpUcDNMHpV5\\_xDuRhQi2NYELeJs21GR\\_91neZOk9gK7RpFMAAsXpEALw\\_wcB](https://kompresory-chlazení.cz/kompresory?gclid=Cj0KCQiAkKnyBRDwARIsALtxe7hLeb9xMpUcDNMHpV5_xDuRhQi2NYELeJs21GR_91neZOk9gK7RpFMAAsXpEALw_wcB)

[14] Rotační kompresory. *Fokus industry* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://fokusindustry.cz/i/?/Pr%C5%AFmyslov%C3%A9+kompresory/rota%C4%8Dn%C3%AD+kompresory>

[15] Elektronické skriptá. *Kompresory* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: [http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef\\_gruber/mec\\_uceb/mec6\\_txt.pdf](http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/mec_uceb/mec6_txt.pdf)

[16] KADLEC, Zdeněk. *Termomechanika: návody do cvičení*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1736-1.

[17] Difference between a single and 2 stage air compressor :: Michigan Air. *Michigan Air Solutions : ELGi's Air Compressor Repair & Dealer* [online]. Copyright © 2020 Michigan Air Solutions [cit. 21.02.2020]. Dostupné z: <https://mi-air.com/whats-the-difference-between-a-single-stage-two-stage-air-compressor/>

[18] Two-Stage and Multi-Stage Air Compressors. *Bright Hub Engineering - Just another WordPress site* [online]. Copyright ©2020 bryghthubengineering.com [cit. 21.02.2020]. Dostupné z: <https://www.bryghthubengineering.com/hvac/63725-effects-of-a-multi-stage-air-compressor/>

[19] Two and Three Stage Air Compressor | Quincy Compressor. *Quincy Compressor | Leading Air Compressor Manufacturer* [online]. Dostupné z: <https://www.quincycompressor.com/products/2-and-3-stage-air-compressors/>

[20] Ques10: Study Engineering Subjects Online [online]. Dostupné z: <https://www.ques10.com/p/12176/what-are-the-advantages-of-multistage-compressio-1/>

[21] Single Stage vs. Two Stage Air Compressors | Quincy Compressor. *Quincy Compressor | Leading Air Compressor Manufacturer* [online]. Dostupné z: <https://www.quincycompressor.com/principles-of-reciprocating-compression-cycles/>

[22] Multistage Compression - an overview | ScienceDirect Topics. *ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books*. [online]. Copyright © 2020 Elsevier B.V. or its licensors or contributors. [cit. 24.02.2020]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/multistage-compression>

[23] Pístové kompresory olejem mazané | T-servis, kompresory s.r.o. . *E-SHOP - T-servis, kompresory s.r.o. technika stlačeného vzduchu Chrudim | T-servis, kompresory s.r.o.* [online]. Copyright © 2014 [cit. 24.02.2020]. Dostupné z: <https://eshop.t-servis.cz/pistove-kompresory-olejem-mazane/>

- [24] Why do we intercool the air in two-stage reciprocating air compressors? - Quora. *Quora - A place to share knowledge and better understand the world* [online]. Dostupné z: <https://www.quora.com/Why-do-we-intercool-the-air-in-two-stage-reciprocating-air-compressors>
- [25] Stroje a zařízení pro výrobu a přenos energií 2. Přednáška BW03 - STROJNÍ ZAŘÍZENÍ Ing. Svatava Henková, CSc. - ppt stáhnout. *SlidePlayer - Nahrávejte a Sdílejte své PowerPoint prezentace* [online]. Copyright © 2020 SlidePlayer.cz Inc. [cit. 24.02.2020]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11752001/>
- [26] KATEDRA ODĚVNICTVÍ, Komresory, [Online]. [cit. 2016-03-17]. Dostupné z: [http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi\\_mat/kompresory.pdf](http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf)
- [27] SEALL s.r.o. - hydraulické, pneumatické a těsnicí prvky [online]. Copyright © [cit. 07.03.2020]. Dostupné z: <http://www.seall.cz/uploads/files/uprava-a-filtrace-stlaceneho-vzduchu/uprava-a-filtrace-stlaceneho-vzduchu-2017-pdf.pdf>
- [28] Trubkové výměníky tepla: špičková kvalita HENNLICH. *Divize HENNLICH ENERGY - specialista na využití odpadního tepla a obnovu energie* [online]. Dostupné z: [https://energy.hennlich.cz/produkty/vymeniky-tepla-trubkove-vymeniky-tepla-8611.html?gclid=Cj0KCQiAhojzBRC3ARIsAGtNtHWkiBL2GWwqoZ8Kf19xLtWqWRqHoOn2Kqn4ZegHbtcFLrcV8rwQQq4aAsCoEALw\\_wcB](https://energy.hennlich.cz/produkty/vymeniky-tepla-trubkove-vymeniky-tepla-8611.html?gclid=Cj0KCQiAhojzBRC3ARIsAGtNtHWkiBL2GWwqoZ8Kf19xLtWqWRqHoOn2Kqn4ZegHbtcFLrcV8rwQQq4aAsCoEALw_wcB)
- [29] Výměníky.cz – Výměník tepla, tepelné deskové pájení i rozebíratelné výměníky. *Výměníky.cz – Výměník tepla, tepelné deskové pájení i rozebíratelné výměníky* [online]. Dostupné z: [https://vymeniky.cz/?gclid=Cj0KCQiAhojzBRC3ARIsAGtNtHWRW5SyjUay4hbx5uA0Spk8tYpkMSInnW3i1PZCbGRXOKm7tmWecPsaAm1rEALw\\_wcB](https://vymeniky.cz/?gclid=Cj0KCQiAhojzBRC3ARIsAGtNtHWRW5SyjUay4hbx5uA0Spk8tYpkMSInnW3i1PZCbGRXOKm7tmWecPsaAm1rEALw_wcB)

## **Poděkování**

Především bych rád chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Tomáši Výtiskovi, PhD. za cenné rady, odbornou pomoc a množství času stráveného při konzultacích ohledně vypracování bakalářské práce. Rovněž bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu a pochopení.



## Seznam obrázků

Obr. 1 Rozptyl práce přiváděné k pohonu kompresorů [6] .....	9
Obr. 2 Závislost účinnosti elektromotoru na odebíraném výkonu [6] .....	10
Obr. 3 Schéma pístového kompresoru [25] .....	13
Obr. 4 Schéma pístového stojatého kompresoru [6] .....	13
Obr. 5 Schéma pístového boxerového kompresoru [6] .....	14
Obr. 6 Schéma pístového úhlového kompresoru [6] .....	14
Obr. 7 Schéma jednostupňového radiálního kompresoru [6] .....	16
Obr. 8 Axiální turbokompresor [8] .....	16
Obr. 9 Schéma uspořádání ejektoru [6] .....	17
Obr. 10 p-V diagram izotermické komprese [16] .....	18
Obr. 11 T-S diagram polytropické komprese [16] .....	19
Obr. 4.3 T-S diagram jednostupňového rychlostního kompresoru [16] .....	20
Obr. 4.4 Schéma třístupňové chlazené komprese .....	21
Graf 4.1 p-V diagram třístupňové chlazené komprese .....	21
Obr. 6. 1. Označení kompresoru 1 TSK 115 .....	24
Obr. 6. 2. Kompresor 1 TSK 115 .....	25
Obr. 7. 1 Prostup tepla válcovou stěnou .....	29
Graf 7. 1 Průběh teplot v chladiči 1. st. ....	30
Graf 7. 2 Průběh teplot v chladiči 2. st. ....	32
Graf 7. 3 Průběh teplot v chladiči 3. st. ....	34
Obr. 8. 1 3D model navrženého výměníku .....	36
Obr. 8. 2 Čelní pohled na navržený výměník .....	37
Obr. 8. 3 Výměník pohled v řezu .....	37
Obr. 8.4 Kompletní 3D model navrženého výměníku .....	38
Obr. 8. 5 Boční pohled na navržený výměník .....	38

## Seznam tabulek

Tab. 7. 1 Základní parametry kompresoru 1 TSK 115.....	26
Tab. 7.2 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 1. st. ....	30
Tab. 7. 3 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 2. st. ....	32
Tab. 7. 4 Hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy výměníku za 3. st. ....	34
Tab. 8. 1 Investiční náklady na výrobu výměníku.....	39

## Seznam grafů

Graf 4.1 p-V diagram třístupňové chlazené komprese.....	21
Graf 7. 1 Průběh teplot v chladiči 1. st. ....	30
Graf 7. 2 Průběh teplot v chladiči 2. st. ....	32
Graf 7. 3 Průběh teplot v chladiči 3. st. ....	34

## Seznam příloh

- Příloha č. 1a: Program pro výpočet chlazení stlačeného vzduchu
- Příloha č. 1b: p-V diagram třístupňové komprese
- Příloha č. 2: 3D model navrženého výměníku